

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«На правах рукопису»
УДК 62.768 + 62.747 + 62.744

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Геннадій ВАРЛАМОВ
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2020 р.

**Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: Ефективність теплонасосно-адсорбційної системи консервування енергетичного обладнання

Виконав: студент II курсу, групи ТП – 81 мн

_____ Майстренко Олександр Олександрович _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Науковий керівник _____ проф., д. т. н. Михайло БЕЗРОДНИЙ _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Консультант з мат. моделювання _____ к.т.н., доц. Андрій СОЛОМАХА _____
(назва розділу) (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали) (підпис)

Рецензент _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській
дисертації немає запозичень з праць інших
авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2020 року

Національний технічний університет України

**«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-науковою програмою

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

ОНП «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Геннадій ВАРЛАМОВ

(підпис)

(ім'я, прізвище)

«___» _____ 2020 р.

ЗАВДАННЯ

на магістерську дисертацію студенту

_____ Майстренко Олександр Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Ефективність теплонасосно-адсорбційної системи консервування енергетичного обладнання

науковий керівник дисертації БЕЗРОДНИЙ Михайло Костянтинович, проф., д. т. н.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «16» березня 2020 р. №863-с

2. Термін подання студентом дисертації 15.05.2020 р.

3. Об'єкт дослідження Консервування енергетичного обладнання за допомогою теплонасосно-адсорбційної системи

4. Предмет дослідження Аналіз термодинамічної ефективності теплонасосно-адсорбційної системи консервування енергетичного обладнання.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити Дослідження умов експлуатації та енергетичної ефективності теплонасосно-адсорбційної системи за широкого набору параметрів повітря оточуючого середовища. Визначення впливу температури регенеративного повітря та параметрів оточуючого повітря на ефективність роботи комбінованої теплонасосно-адсорбційної системи

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу Принципова схема теплонасосно-адсорбційної системи консервування. Графіки порівняння режимів роботи

системи за широкого набору параметрів. Графіки зміни параметрів системи в залежності від температури регенеративного повітря та параметрів оточуючого повітря.

7. Орієнтовний перелік публікацій Стаття у фаховому журналі; тези доповідей на міжнародних науково-практичних конференціях.

8. Консультанти розділів дисертації*

Розділ	Ім'я, прізвище та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
мат. моделювання	Андрій СОЛОМАХА, доцент		

9. Дата видачі завдання 10.03.2020 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Літературний огляд.	20.03.20 р.	
2	Оцінка термодинамічної ефективності комбінованої теплонасосно-адсорбційної системи консервування з використанням рециркуляції відпрацьованого регенеративного повітря.	10.04.20 р.	
3	Порівняльний аналіз різних режимів роботи теплонасосно-адсорбційної системи.	17.04.20 р.	
4	Застосування теплонасосно-адсорбційної системи на обраному об'єкті.	24.04.20 р.	
5	Порівняння результатів розрахунків для традиційної адсорбційної системи та для теплонасосно-адсорбційної системи.	30.04.20 р.	
6	Розробка стартап – проекту.	04.05.20 р.	
7	Оформлення та подання дисертації	15.05.20 р.	

Студент

(підпис)

Олександр МАЙСТРЕНКО
(ім'я, прізвище)

Науковий керівник дисертації

(підпис)

Михайло БЕЗРОДНИЙ
(ім'я, прізвище)

* Консультантом не може бути зазначено наукового керівника магістерської дисертації.

АНОТАЦІЯ

Магістерська дисертація на тему «Ефективність теплонасосно-адсорбційної системи консервування енергетичного обладнання»: 106 с., 31 рис., 37 табл., 3 додатки, 20 джерел.

Об'єкт дослідження – консервування енергетичного котла за допомогою повітря, осушеного в адсорбційному роторі з додатковою утилізацією низькопотенційної теплоти відпрацьованого регенераційного повітря у теплонасосній установці.

Мета роботи – аналіз термодинамічної ефективності теплонасосно-адсорбційної системи консервування енергетичного обладнання та знаходження оптимальних умов і режимів роботи установки.

Наведені результати літературного пошуку сучасного стану існуючих систем консервування енергетичного обладнання та шляхи підвищення їх енергоефективності в світі та в Україні. Розроблено теплонасосно-адсорбційну схему консервування енергетичного обладнання з використанням низькопотенційного джерела теплоти та проведено оцінку його термодинамічної ефективності. Наведено аналіз термодинамічної ефективності даної схеми зі стандартною адсорбційною схемою та проведено порівняння роботи систем.

Проведено розрахунок осушення об'єкта із застосуванням однієї з теплонасосних схем опалення та вентиляції в залежності від параметрів навколишнього середовища. Розраховано необхідну кількість повітряних теплових насосів та визначено режими їх роботи.

Виконано моделювання роботи випарника теплонасосної установки системи консервування. Проведено моделювання роботи випарника, зміни параметрів повітря при проходженні через випарник та аеродинамічні характеристики роботи теплообмінника.

Ключові слова: консервування енергетичного обладнання, тепловий насос, адсорбційний осушувач, корозія, теплонасосно-адсорбційна схема.

ANNOTATION

Master's dissertation on the topic "Efficiency of heat pump and adsorption system of conservation of power equipment": 106 pp., 31 fig., 37 table, 3 applications, 20 sources.

The object of research is the conservation of the power boiler with the help of air dried in the adsorption rotor with additional utilization of low-potential heat of the exhaust regeneration air in the heat pump unit.

The purpose of the work is to analyze the thermodynamic efficiency of the heat pump and adsorption system for conservation of power equipment and to find the optimal conditions and modes of operation of the installation.

The results of the literary search of the current state of the existing systems of conservation of power equipment and ways to improve their energy efficiency in the world and in Ukraine are presented. A heat pump-adsorption scheme for conservation of power equipment using a low-potential heat source has been developed and its thermodynamic efficiency has been evaluated. The analysis of thermodynamic efficiency of this scheme with the standard adsorption scheme is given and the operation of the systems is compared.

The drainage of the object was calculated using one of the heat pump schemes of heating and ventilation depending on the environmental parameters. The required number of air heat pumps is calculated and their operating modes are determined.

Simulation of the evaporator of the heat pump installation of the canning system is performed. Simulation of the evaporator operation, changes of air parameters when passing through the evaporator and aerodynamic characteristics of the heat exchanger operation are carried out.

Key words: conservation of power equipment, heat pump, adsorption dehumidifier, corrosion, heat pump-adsorption scheme.

АННОТАЦИЯ

Магистерская диссертация на тему «Эффективность теплонасосно-адсорбционной системы консервирования энергетического оборудования»: 106 с., 31 рис., 37 табл., 3 приложения, 20 источников.

Объект исследования - консервирование энергетического котла с помощью воздуха, осушенного адсорбционным роторе с дополнительной утилизацией низкопотенциальной теплоты отработанного регенерационного воздуха в теплонасосной установке.

Цель работы - анализ термодинамической эффективности теплонасосно-адсорбционной системы консервирования энергетического оборудования и нахождения оптимальных условий и режимов работы установки.

Приведенные результаты литературного поиска современного состояния существующих систем консервирования энергетического оборудования и пути повышения их энергоэффективности в мире и в Украине. Разработана теплонасосно-адсорбционная схема консервирования энергетического оборудования с использованием низкопотенциального источника теплоты и проведена оценка ее термодинамической эффективности. Приведен анализ термодинамической эффективности данной схемы и стандартной адсорбционной схемы и проведено сравнение работы систем.

Проведен расчет осушения объекта с применением одной из теплонасосных схем отопления и вентиляции в зависимости от параметров окружающей среды. Рассчитано необходимое количество воздушных тепловых насосов и определены режимы их работы.

Выполнено моделирование работы испарителя теплонасосной установки системы консервирования. Проведено моделирование работы испарителя, изменения параметров воздуха при прохождении через испаритель и аэродинамические характеристики работы теплообменника.

Ключевые слова: консервирование энергетического оборудования, тепловой насос, адсорбционный осушитель, коррозия, теплонасосно-адсорбционная схема.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, скорочень, термінів.....	08
Вступ.....	10
1 Сучасні методи консервування енергетичного обладнання.....	12
1.1 Сучасні методи консервування обладнання у світі.....	13
1.2 Сфери раціонального використання адсорбційних осушувачів в Україні.....	15
1.3 Застосування адсорбційних осушувачів у сфері консервування енергетичного обладнання.....	20
1.4 Напрями удосконалення адсорбційних систем консервування.....	21
1.5 Висновки до розділу 1.....	21
2 Оцінка термодинамічної ефективності теплонасосно-адсорбційної схеми консервування енергетичного обладнання	22
2.1 Термодинамічна ефективність теоретичної теплонасосно-адсорбційної схеми консервування...	22
2.2 Аналіз теоретичної ефективності теплонасосно-адсорбційної схеми консервування енергетичного обладнання.....	25
2.3 Термодинамічна ефективність реальної теплонасосно-адсорбційної схеми консервування.....	37
2.4 Висновки до розділу 2.....	53
3 Приклад консервування енергетичного обладнання на базі теплонасосно-адсорбційної схеми...	55
3.1 Характеристика об'єкта.....	55
3.2 Результати розрахунків об'єкта консервування.....	57
3.3 Вибір адсорбційного осушувача.....	61
3.4 Розрахунок зовнішніх затрат енергії на теплонасосно-адсорбційної та адсорбційної систем консервування.....	63
3.5 Розрахунок та підбір теплонасосного устаткування.....	65
3.6 Висновки до розділу 3.....	70
4 Дослідження роботи теплообмінника за допомогою SolidWorks	71
4.1 Створення моделі теплообмінника.....	71
4.2 Дослідження розподілу швидкості та температур в перерізі теплообмінника.....	75
4.3 Висновки до розділу 4.....	77
5 Розробка стартап-проекту.....	78
5.1 Резюме проекту.....	78
5.2 Канва моделі стартап-проекту.....	79
5.3 Організація проекту.....	80
5.4 Ключові види діяльності проекту.....	80
5.5 Ціннісні пропозиції та споживачі.....	82

5.6	Взаємовідносини зі споживачами та канали збуту.....	85
5.7	Обґрунтування ресурсів та витрат проекту.....	85
5.8	План робіт та партнери стартап-проекту.....	87
5.9	Грошовий потік та економічна оцінка стартап-проекту.....	88
5.10	Висновки до розділу 5.....	91
	Висновки.....	92
	Список використаної літератури.....	94
	Додаток А	
	Технічний паспорт адсорбційного обладнання.....	96
	Додаток Б	
	Акт впровадження результатів магістерської дисертації.....	100
	Додаток В	
	Технічне завдання на науково-дослідну роботу.....	101
	Додаток Г	
	Список наукових праць і творчих досягнень	103
	Додаток Д	
	Перевірка на академічний плагіат.....	106

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення

F - площа;

D - діаметр;

l - довжина;

M - маса;

m - середньогодинне видалення вологи;

V - об'єм;

T - час;

t - температура;

h - ентальпія;

d — вологовміст;

G - витрата повітря;

φ - коефіцієнт перетворення;

η_{TH} коефіцієнт ефективності;

K - коефіцієнт рециркуляції;

ρ — густина;

n - кількість діб;

N - кількість труб;

Δd - насичення повітря вологою;

L - витрата повітря;

r - прихована теплота пароутворення;

Q - теплова потужність;

δ - товщина плівки;

c - теплоємність;

Індекси

т- топка;

шп- ширмовий пароперегрівач;

кп- конвективний пароперегрівач;

ве- водяний економайзер;

вн- внутрішній діаметр/ внутрішня площа;

в- повітря після випарника;
с- повітря після сумішоутворення;
к- повітря після конденсатора;
рец- рециркуляційне повітря;
рп- регенеративне повітря;
роб- робоче повітря;
з- зовнішній діаметр/ зовнішня площа;
пов- повітря;
вод- вода;
кор.- корисна енергія/робота;
комп.- компресор.

Скорочення

ТЕН- тепло електричний нагрівач:
а. с. пов.- абсолютно сухе повітря.
ТН- тепловий насос;
ТНУ- теплонасосна установка.

ВСТУП

Сучасна економіка та виробництво України перебувають у занепаді. У зв'язку з цим, споживання та попит на електричну та теплову енергію є значно нижчим, ніж той рівень, на який розраховані та створені енергогенеруючі комплекси України.

Виходячи з даних умов, а також через недостатнє забезпечення паливом енергетичних підприємств, частина енергогенеруючої потужності не працює та виводиться в резерв [1]. При цьому виведення енергетичного обладнання в резерв вимагає створення спеціальних умов та заходів для ефективного збереження устаткування та можливість його використання в майбутньому.

У випадку відсутності заходів консервування, обладнання кородує під дією вологи яка знаходиться у повітрі, у вигляді пари, та на теплообмінних поверхнях, у вигляді плівки води, що погіршує його технічні характеристики [2]. При довготривалій дії стоячої корозії неможливе подальше використання обладнання без кошторисних ремонтних робіт та заміни деталей або частин обладнання. Також слід враховувати час, який необхідний на проведення діагностики та ремонтних робіт перед пуском, у випадку відсутності заходів щодо захисту енергетичного обладнання від корозії, період діагностики і ремонту може затягнутися на тижні та місяці, що виливається у величезні фінансові витрати енергогенеруючих компаній, які у свою чергу впливають на ціну енергоносіїв для кінцевого споживача [3].

Для збереження обладнання та забезпечення його майбутнього використання, необхідні спеціальні заходи для ефективного консервування енергоустановок.

Завдання полягає у ефективній консервації теплообмінних поверхонь котла, трубопроводів, запірної арматури, турбіни та конденсатора і захисту їх від руйнівної дії корозії.

Найкращим методом для вирішення всіх вище зазначених задач є продувка теплоенергетичного обладнання сухим повітрям [4]. Даний метод ґрунтується на тому, що при низькій вологості повітря в якому знаходиться обладнання, корозія суттєво сповільнюється, а за відносної вологості нижче 45% (відповідно до рисунку 1.1), метал перестає кородувати взагалі.

При використанні даної технології забезпечується якісне зберігання обладнання, відсутність його руйнування та забезпечення можливості швидкого введення в

експлуатацію без потреби ремонту та тривалої діагностики. Саме даний метод дозволяє використовувати обладнання у маневровому режимі при мінімальних поточних витратах, а також дозволяє зменшити амортизаційні та ремонтні відрахування.

Даний метод зберігання обладнання побудований на використанні адсорбційних осушувачів для забезпечення високого осушення робочого повітря до значень відносної вологості нижче 45%, для ефективного збереження металевого обладнання. Однак дана технологія має один великий недолік - високі затрати електричної енергії для забезпечення регенерації адсорбційного ротора. Для забезпечення високої енергетичної ефективності системи запропоновано використати теплонасосну установку як джерело тепла.

Теплонасосні установки (ТНУ) це обладнання яке використовує низько потенційні джерела тепла для нагріву робочого тіла, що широко застосовується в усьому світі. Енергетична значимість доцільності їх впровадження безперечно доведена досвідом експлуатації десятків мільйонів установок різного функціонального призначення, економлячи у великій кількості дефіцитне і коштовне органічне паливо, знижуючи забруднення навколишнього середовища продуктами згоряння.

Варто наголосити, що теплонасосна технологія отримання теплоти, завдяки високій енергетичній ефективності, дозволяє не тільки зменшити затрати електричної енергії, але і значно знизити забруднення навколишнього середовища та вирішити актуальні сучасні соціальні проблеми.

Відомо, що виробництво теплових насосів у світі підпорядковано конкретним потребам країн виробників, та не завжди відповідає конкретним практичним задачам, як наприклад для використання в системах консервування енергетичного обладнання. Тому за очевидною простотою пряме копіювання іноземних проектів або підбір обладнання не спеціалістами може не тільки привести до не оптимальних рішень, але і взагалі дискредитувати саму ідею впровадження теплонасосних технологій.

1 СУЧАСІ МЕТОДИ КОНСЕРВУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Повітря- природна суміш газів, з яких складається атмосфера землі, і яка оточує абсолютно все на поверхні землі. До складу атмосферного повітря входять: азот, кисень, аргон, вуглекислий газ, водяна пара та інші домішки. Основними параметрами атмосферного повітря є температура, барометричний тиск та відносна вологість, яка визначає вміст водяних парів у повітрі.

Корозія- процес хімічного руйнування металів і сплавів при їхній взаємодії із зовнішнім середовищем: повітрям, водою, розчинами електrolітів тощо. Даний процес деструктивний та негативно діє на обладнання, створене людиною.

Для енергетичного обладнання, проблема дії корозії є особливо актуальною, оскільки устаткування працює при високих тисках та температурах, тому будь-які пошкодження частин агрегатів корозією несуть в собі великий ризик виникнення аварійних ситуацій та необхідність високих капітальних та компенсаційних витрат.

Майже всі відомі метали (окрім дорогоцінних), які використовує людина, при контакті з вологим повітрям схильні до корозії, інтенсивність дії якої дуже сильно залежить від вологості повітря. Низька вологість гарантує низьку інтенсивність корозії, висока- навпаки призводить до надзвичайно інтенсивної корозії.

У заліза корозія практично відсутня при відносній вологості до 40-45%. Незначна корозія заліза починається при підвищенні відносної вологості від 45% до 60% (так званого «критичного» значення вологості). За такої вологості процеси корозії лише починають свою деструктивну дію, які з незначною швидкістю руйнують метал [5]. Дана корозія проявляється у тому, що кородує поверхня металу у місцях мікротріщин та пошкодження суцільності поверхні, фактично відбувається місцева точкова корозія. Вище цього значення швидкість корозії заліза різко збільшується (за логарифмічною залежності), і відбувається швидке руйнування металу. За високої вологості метал суцільно кородує на поверхні зі значною швидкістю. При цьому утворюється рихла іржа, яка не захищає поверхню металу від подальшої дії корозії. Ті частини металу які були пошкоджені- подряпані або мали мікротріщини, кородують ще швидше, що може

спричинити розрив трубок, які знаходяться під тиском та піддаються дії високої температури (умови роботи котла). Ці явища графічно проілюстровані на рисунку 1.1.

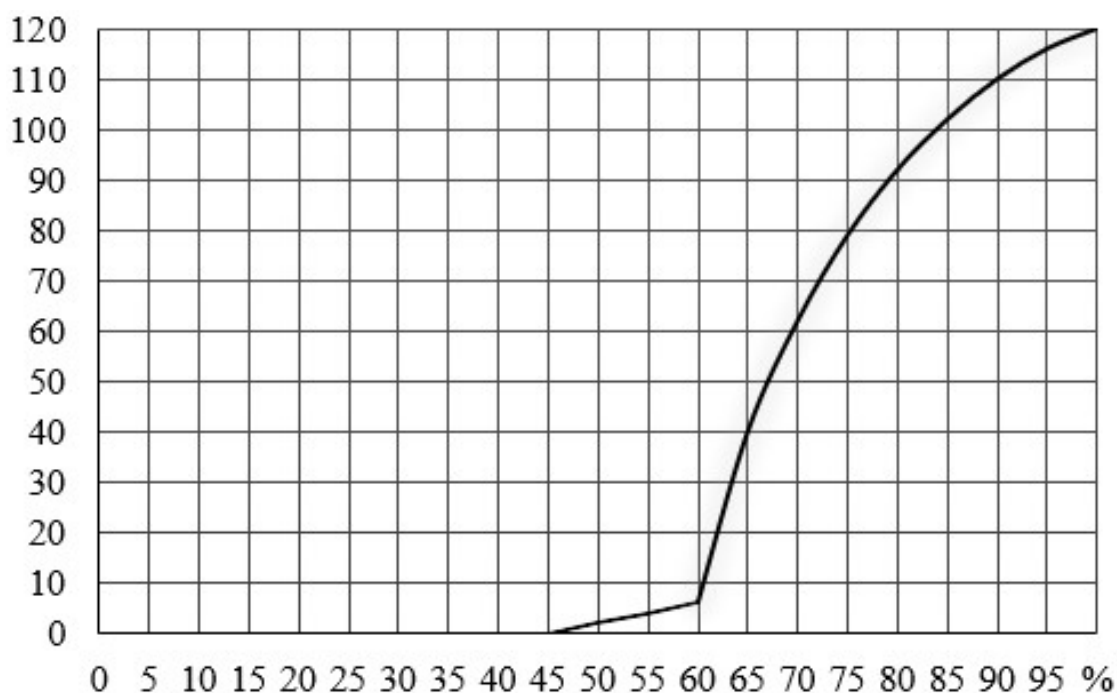


Рисунок 1.1- Залежність швидкості корозії заліза від відносної вологості повітря (Крива Ареніуса)

Значення «критичної» вологості залежать від природи металу і від наявності домішок в атмосфері, наприклад, при наявності навіть малої кількості газоподібних реагентів (в першу чергу, SO_2 , а також SO_3 , NO_x та ін.) «Критична» вологість повітря для заліза і багатьох інших металів істотно знижується.

Ще один негативний прояв спостерігається при наявності поверхонь обладнання з температурою нижче температури точки роси повітря. При даній ситуації пар буде конденсуватися з повітря на холодній поверхні і виступати в ролі каталізатора прискореної корозії металу. Для того аби запобігти можливості конденсування вологи з повітря необхідно підтримувати вологість на низькому рівні.

1.1 Сучасні методи консервування обладнання у світі

Наразі існує декілька способів консервації енергетичного обладнання. Одним з них є утворення захисної хімічної плівки на теплообмінних поверхнях та трубопроводах (крім

турбіни), яка захищає від дії корозії. Даний метод є недостатньо ефективним, тому що деякі хімічні плівки захищають поверхні терміном до 6 місяців, у інших захисна дія плівки знижується з часом, а якщо суцільність плівки пошкоджується, то захисна дія взагалі зникає.

Однією з проблем, які впливають при використанні хімікатів- екологічна небезпека. Окрім позитивного впливу на консервацію енергетичного обладнання, утворення хімічного захисту робочих поверхонь, хімічні речовини є досить небезпечними для оточуючого середовища. Хімічні сполуки, що використовуються, в сучасній енергетиці це- М1, ИФРАН-1, ТРИЛОН-Б, Гидразингидрат та інші [5]. Дані речовини є токсичними і вимагають особливої техніки безпеки при роботі з ними та використання хімічного захисту робітників як під час самої консервації так і під час видалення хімічних речовин з енергетичного обладнання.

Оскільки використовуються хімічно отруйні речовини, то потрібні спеціальні заходи безпеки. При такому консервуванні є необхідним постійний моніторинг концентрації хімічних речовин як у самому об'єкті консервування, а також, в обов'язковому порядку, у повітрі навколо нього, де знаходиться обслуговуючий персонал. Необхідно щоб концентрація шкідливих речовин у оточуючому середовищі не перевищувала гранично допустимих концентрацій.

Особливо гостра проблема постає після використання хімікатів, а саме, яким чином їх утилізувати. На разі не існує централізованого збору та знешкодження хімічних відходів, тому утилізація відбувається куди вийде- річки, каналізація та вилив на поля. Оскільки наша країна націлена на європейські стандарти та підписує угоди, з приводу екологічних норм, то витрати на утилізацію хімічних відходів будуть становити левову частку від фінансових затрат на їх використання.

Ще одним способом консервації енергетичного обладнання є- продувка обладнання підігрітим повітрям [6]. Даний метод є більш ефективним і безпечнішим за попередній. Але даний метод має низку суттєвих недоліків.

До основних недоліків належать: високі енерговитрати на нагрів повітря і неефективне використання цієї енергії на випаровування вологи з обладнання та найголовніше- недостатнє сповільнення дії корозії, оскільки при нагріві вологи з повітря нікуди не дівається.

Основна дія даного методу заснована на тому, що при підвищенні температури і сталому вологовмісті відносна вологість повітря падає. За рахунок цієї теплофізичної

зміни, повітря здатне випаровувати вологу в котлі та виводити її за межі котла [7]. Проблема даного способу- високі енергетичні витрати на нагрів повітря. Також, при потраплянні в трубки котла, повітря не тільки охолоджується за рахунок прихованої теплоти пароутворення при фазовому переході води в пару, а і за рахунок теплових втрат через трубки у навколишнє середовище.

Оскільки в таких системах беруть повітря з оточуючого середовища і нагрівають його, то надзвичайно важко забезпечити низьку відносну вологість у котлі. Також слід не забувати, що при зниженні температури частина випареної вологи знову конденсується на теплообмінних поверхнях. Слід зазначити, що підтримання консервації котла на довгий проміжок часу є досить вартісним.

Існує набагато кращий та ефективніший спосіб консервації обладнання- продувка сухим повітрям. При даному способі консервації теплоенергетичне обладнання продувається сухим повітрям, яке випаровує залишки вологи і видаляє її. Ця технологія відмінно зарекомендувала себе при консервації військової техніки, технологічного обладнання і енергетичного устаткування у зарубіжних країнах. Даний метод є надзвичайно ефективним, при відносно невисоких поточних витратах, дозволяє вивести обладнання будь-якого розміру та складності в резерв.

Устаткування для осушення повітря, придбане один раз, використовується довготривало, на відміну від хімічного способу, коли на кожний об'єкт консервування необхідні високі капіталовкладення та долучення спеціалізованих компаній.

Дане рішення є набагато безпечнішим, оскільки робочим тілом є сухе повітря, яке отримується у адсорбційних роторних осушувачах повітря.

1.2 Сфери раціонального використання адсорбційних осушувачів у світі

Осушення повітря твердими поглиначами вологи здійснюється за рахунок фізико-хімічної взаємодії парів води і сорбенту, що призводить до сорбції вологи, утворення гідратів і розчинення сорбенту. Тверді сорбенти являють собою гелі (природні сорбенти).

Осушення повітря гелями здійснюється шляхом адсорбції, з подальшою капілярної конденсацією пари в пористій структурі осушувача. До твердих сорбентів слід віднести силікагель, алюмогель, активоване вугілля.

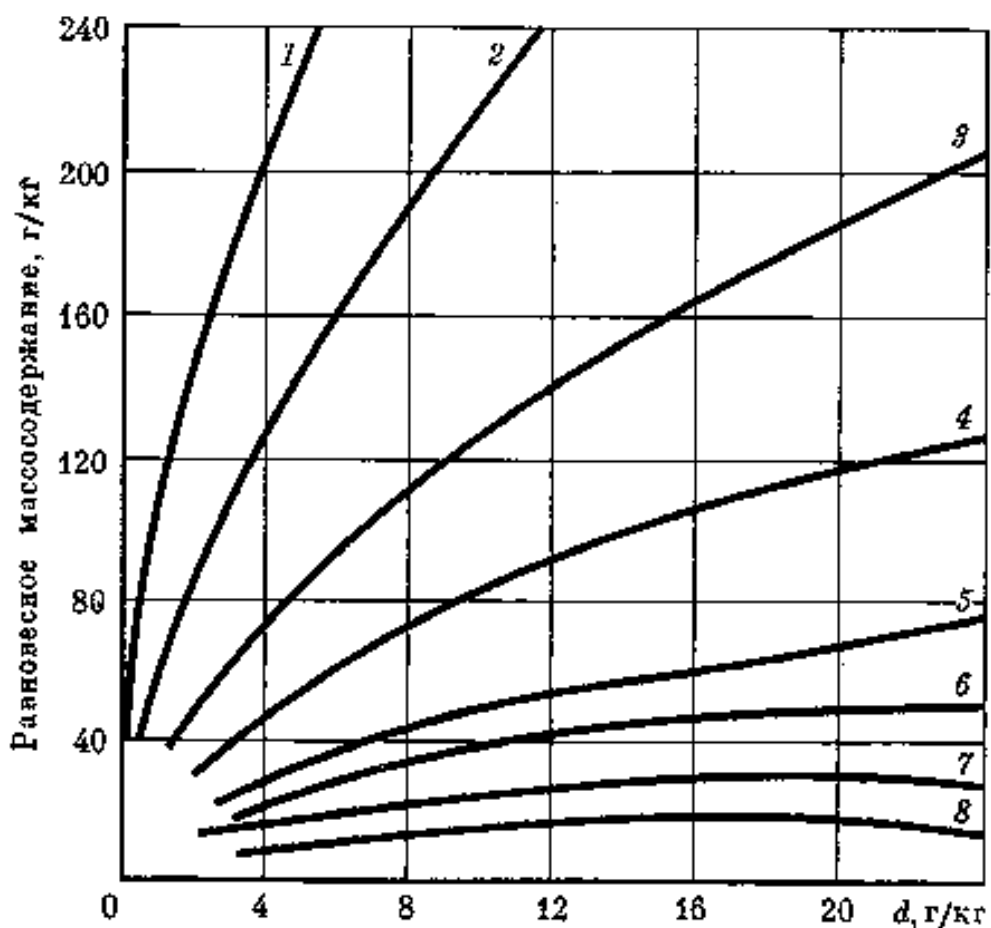
Силікагель- тверда, склоподібна, хімічно інертна, однорідна високопориста речовина, що складається на 99% з двоокису кремнію (SiO_2). Залежно від величини пор

силікагель ділиться на низькопористий з насипною масою 700 кг/м³ і висококопористий з насипною масою 400-500 кг/м³.

Адсорбція, в основному, обумовлена фізичними силами тяжіння- неполярними силами Ван-дер-Ваальса, силами дипольного взаємодії і поляризаційними силами.

Пара з вільного простору дифундує в капіляр, якщо пружність його вище пружності насиченої пари над увігнутою поверхнею меніска. Стінки капіляра адсорбують пар і покриваються плівкою вологи, яка утворює меніск. З його появою виникає капілярна конденсація, або сорбція пари.

Поглинаюча здатність силікагелю залежить від температури вологого повітря і парціального тиску пари: зі збільшенням температури і зменшенням парціального тиску пари ця здатність падає (дані залежності представлені на рисунку 1.2).



1 – 5⁰C; 2 - 15⁰C; 3 - 25⁰C; 4 - 35⁰C; 5 - 45⁰C; 6 - 55⁰C; 7 - 65⁰C; 8 – 7⁰C 5

Рисунок 1.2 - Залежність рівноважного вологовмісту силікагелю від вмісту вологи (d) в повітрі при різних температурах

Адсорбційний роторний осушувач являє собою пристрій неперервної дії, який призначений для видалення вологи з робочого повітря, що проходить через нього. Основним елементом осушувача є ротор, який виготовлений із спеціального матеріалу-гранульованого силікагелю, який поглинає молекули води з робочого повітря, при цьому сам насичується вологою. За даного процесу робоче повітря осушується і підігрівається.

Коли насичений вологою ротор, обертаючись, потрапляє в зону регенерації – він осушується іншим потоком попередньо підігрітого повітря. Гаряче регенераційне повітря, проходячи через ротор випаровує вологу, при цьому саме повітря охолоджується. Зволожений і охолоджений потік регенераційного повітря видаляється за межі установки. Ротор постійно обертається і процес сорбції- регенерації відбувається безперервно (рисунок 1.3).

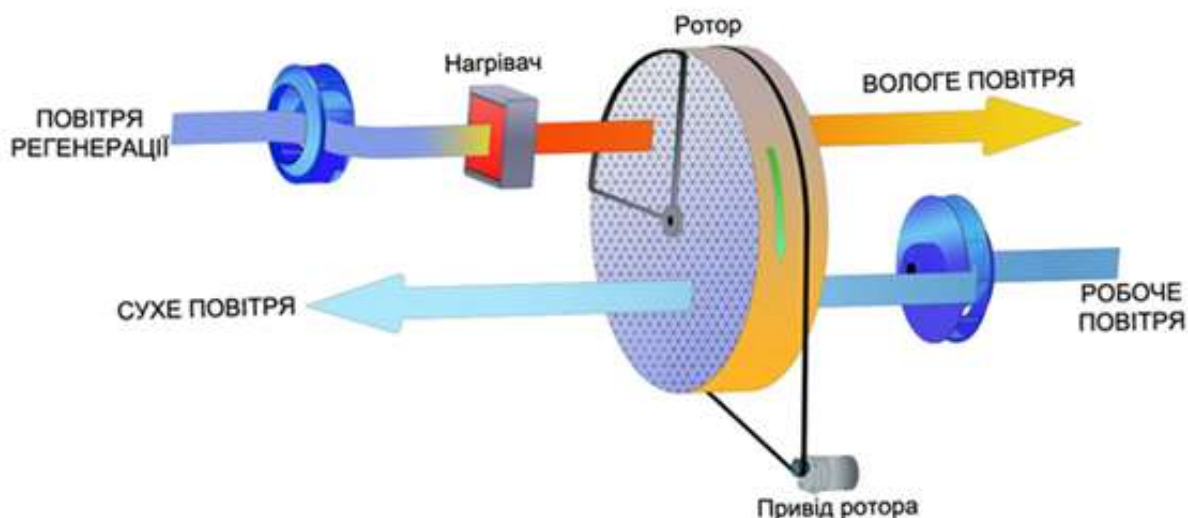


Рисунок 1.3- Схема роботи адсорбційного роторного осушувача повітря

Для забезпечення ефективного протікання безперервного процесу осушення повітря, ротор розділений на два сектори- 900 та 2700 (площа 1 до 3).

Через три четверти ротора проходить робоче повітря, яке осушується і підігрівається. Робоче повітря після осушувача подається в технологічну схему. Через одну четверту ротора проходить підігріте регенераційне повітря, яке випаровує вологу з ротора, при цьому звожується і охолоджується. Регенераційне повітря забирається з навколишнього середовища, підігрівається, проходить ротор і видаляється за межі осушувача [8].

Для глибокого видалення вологи з ротора регенераційне повітря нагрівається до температури 60-140 °С. Стандартною температурою регенераційного повітря, за якого визначають потужність осушення повітря адсорбційних роторних осушувачів повітря є 100 °С. Також висока температура регенераційного повітря необхідна для забезпечення високої вологоємності регенераційного повітря. Це необхідно для того, щоб потік повітря забирав якомога більше вологи з ротора і видаляв зв межі установки [9].

Основними сферами консервування обладнання являються:

- кліматичні системи з контролем вологості, які використовуються в громадських і промислових приміщеннях;
- системи контролю вологості повітря у виробничих процесах;
- осушення повітря в холодильних камерах для запобігання утворення льоду на випарниках та зменшення навантаження на охолоджуюче обладнання;
- осушення приміщень після затоплення та повеней;
- пришвидшення процесу оздоблення та будівельних робіт;
- сушка технологічних продуктів та гігроскопічних матеріалів;
- підтримання мікроклімату в приміщеннях басейну;
- видалення вологи з припливного повітря в екваторіальних та субекваторіальних країнах;
- захист обладнання від корозії.

1.3 Застосування адсорбційних осушувачів у сфері консервування енергетичного обладнання

Для забезпечення високого рівня осушення повітря адсорбційний осушувач, а саме адсорбційний ротор, підходить як най краще, та надзвичайно добре зарекомендував себе у якості основного елементу систем консервування обладнання. На рисунку 1.4 представлено адсорбційний осушувач, номінальною продуктивністю по повітря 800 м³/год. Даний адсорбційний осушувач встановлений на конденсаторі Рівненської атомної електростанції. Система консервування конденсаторного блоку відмінно справилась із поставленою задачею та забезпечила повне видалення вологи в кількості 20 літрів за менш ніж 1 добу.

Основною задачею адсорбційного ротора являється постійне видалення водяної пари з робочого повітря, яке циркулює через робочий тракт енергетичного котла, при цьому сухе повітря, яке циркулює через котел та випаровує вологу з котла.

Рівень необхідної відносної вологості, при якій зупиняються процеси корозії становить 45%. Даний та набагато нижчі рівні вологості можна досягти за допомогою адсорбційного осушувача при відносно нескладній технології осушення.



Рисунок 1.4- Система консервування конденсатора атомної електричної станції на базі адсорбційного осушувача

1.4 Напрямки удосконалення адсорбційних систем консервування

Адсорбційні осушувачі, як кліматичне обладнання мають один великий недолік, а саме високі витрати електричної енергії на осушення повітря. Даний недолік стримує широке розповсюдження адсорбційних осушувачів в промисловості, енергетиці та для консервування обладнання.

Є сучасне рішення даної проблеми, а саме використання теплонасосної установки як джерела тепла для нагріву регенераційного повітря. При створенні такої комплексної

теплонасосно-адсорбційної системи консервування енергетичного обладнання отримуємо обладнання, яке спроможне глибоко осушати повітря при відносно невисоких енергетичних витратах. В даному випадку система має переваги адсорбційного осушувача, як елемента осушення повітря, та теплового насосу, як високоефективного джерела теплоти. В даному випадку ми використовуємо теплонасосну установку для нагріву регенераційного повітря, при цьому ми використовуємо в якості джерела тепла відпрацьоване регенераційне повітря після проходження через адсорбційний ротор. Підігріте регенераційне повітря після проходження через адсорбційний ротор має високий вологовміст та ентальпію, що є надзвичайно важливим для ефективної роботи теплового насосу.

Створення комплексів з різноманітного обладнання дає корисні результати у вигляді високоефективних систем різноманітного призначення та створення якісно нових систем.

1.5 Висновки до розділу 1

Виходячи із всього вище сказаного можна зробити висновок про те, що одним з оптимальних способів консервування енергетичного обладнання являється збереження його в атмосфері осушеного повітря.

Процеси корозії припиняються при значеннях відносної вологості повітря, з яким контактують металеві деталі, нижче 45%, при цьому єдиною технологією, яка може задовольняти рівні відносної вологості повітря на рівнях нижче 45% є адсорбційні технології, а саме технології на базі адсорбційного ротора та систем, побудованих на його основі.

Адсорбційний осушувач повітря здатний підтримувати задану низьку відносну вологість повітря та видаляти суттєві об'єми вологи з об'єкту, який піддається консервуванню та осушення від залишкової вологи. Однак, як і у всіх технологіях, у даного обладнання є суттєвий недолік, а саме для правильної роботи адсорбційного осушувача та підтримання технологічного процесу осушення повітря в адсорбційному роторі необхідна досить висока електрична потужність, при цьому основна електрична енергія витрачається на електричний калорифер. Калорифер в даному обладнанні призначений для нагріву регенераційного повітря, дане повітря береться із оточуючого середовища, у нашому випадку із зони котельного цеху, попередньо фільтрується, нагрівається у

електричному калорифері та направляється у адсорбційний ротор, де охолоджується і зволожується, паралельно при цьому, осушує насичений вологою адсорбційний ротор.

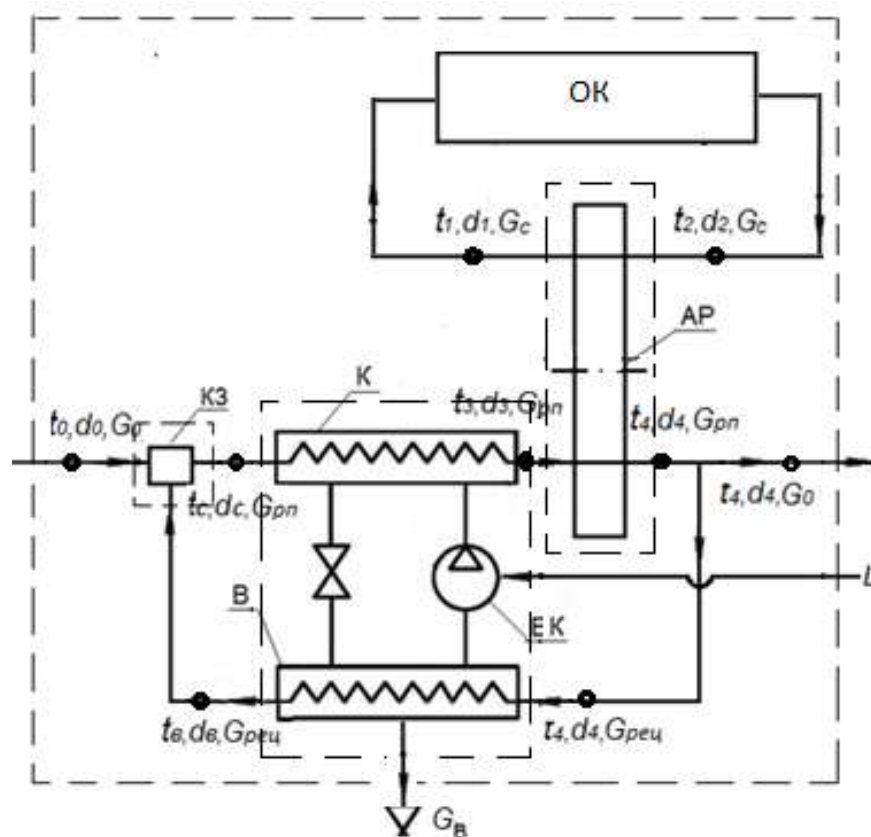
Витрати електричної енергії на нагрів регенераційного повітря можна суттєво зменшити за рахунок використання сучасних технологій та комбінування адсорбційного ротора з камерами змішування, використовуючи потенціал відпрацьованого регенераційного повітря, після проходження через адсорбційний ротор, та з теплонасосною установкою, який нагріває регенераційне повітря у конденсаторі до необхідної заданої температури, а у випарнику охолоджувати та осушувати рециркуляційне регенераційне повітря.

При комбінування теплонасосного обладнання з адсорбційним осушувачем можна досить суттєво підвищити енергетичну ефективність комбінованої теплонасосно-адсорбційної системи, знизити витрати електричної енергії на осушення робочого повітря, використати низькопотенціальну теплоту відпрацьованого регенераційного повітря, контролювати процеси осушення за рахунок зміни параметрів регенераційного повітря перед адсорбційним ротором, за рахунок рециркуляції частини регенераційного повітря. При цьому, використавши комбінування обладнання, ніяк не впливає на процес осушення робочого повітря при проходженні через адсорбційний ротор, та дозволяє зберегти високу ефективності в осушенні повітря, яке буде використано в консервуванні та осушення об'єкта консервування, що буде представлено в даній магістерській дисертації.

2 ОЦІНКА ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ СХЕМ КОНСЕРВУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

2.1. Термодинамічна ефективність роботи теплонасосно-адсорбційної системи консервування енергетичного обладнання

Для забезпечення високої енергетичної ефективності роботи теплонасосно-адсорбційної системи, необхідно додати теплонасосну установку в цикл осушення повітря в адсорбційному роторі [10]. Завданням, поставленим перед теплонасосною установкою є нагрів регенераційного повітря перед подачею на осушення ротора до заданої температури. Нагрів повітря відбувається за рахунок теплоти відпрацьованого регенераційного повітря, яке охолоджується у випарнику теплонасосної установки.



К – конденсатор ТН; В – випарник ТН; ЕК – компресор; АР – адсорбційний ротор;
КЗ – камера змішування; ОК – об'єкт консервування

Рисунок 2.1 – Принципова схема теплонасосно-адсорбційної системи консервування енергетичного обладнання:

На рисунку 2.1 представлена розроблена схеми теплонасосно-адсорбційної системи консервування металевих обладнання. В даній системі використовується адсорбційний ротор для забезпечення глибокого осушення повітря, а для підігріву і використання теплоти відпрацьованого регенераційного повітря застосовано теплонасосну установку, з частковою рециркуляцією регенераційного повітря. Дані заходи дозволяють значно зменшити споживання електричної енергії в порівнянні з використанням електричного калорифера.

На рисунку 3.2 представлений об'єкт консервування (ОК), із якого необхідно видалити вологу, що забезпечується циркуляцією робочого повітря, яке забирається з об'єкта консервування та подається в адсорбційний ротор, де осушується і з температурою t_1 і вологовмістом d_1 направляється в ОК. Зовнішнє повітря (0) з температурою t_0 , вологовмістом d_0 відбирається із котельного відсіку та подається в камеру змішування (КЗ), де перемішується із рециркуляційним регенераційним повітрям (6), яке пройшло випарник теплового насоса та має температуру t_b та вологовміст d_b . Після сумішоутворення повітря (7) направляється в конденсатор теплового насоса, де нагрівається до температури t_3 (3) і направляється в ротор, де проходить регенерація і видалення поглинутої вологи. При проходженні через адсорбційний ротор регенераційне повітря охолоджується та зволожується. Далі регенераційне повітря (4) з параметрами t_4 та d_4 розділяється на два потоки, один видаляється в котельний простір (8), а інший, проходячи через випарник теплонасосної установки (5), направляється в камеру змішування.

На рисунку 2.2 показано процес осушення робочого повітря при проходженні через теплонасосно-адсорбційну установку.

На рисунку 2.3 представлено процес зміни теплофізичних параметрів регенераційного повітря в кожному з елементів обладнання, при цьому всі вузлові точки представлені в $h-d$ діаграмі. На приведених рисунках процеси осушення і зволоження проходять при ізоентальпійному процесі, тобто представлені ідеальні процеси, без врахування необоротностей у вигляді теплообміну між потоками повітря, тобто не врахована властивість адсорбційного ротора працювати в якості рекуператора.

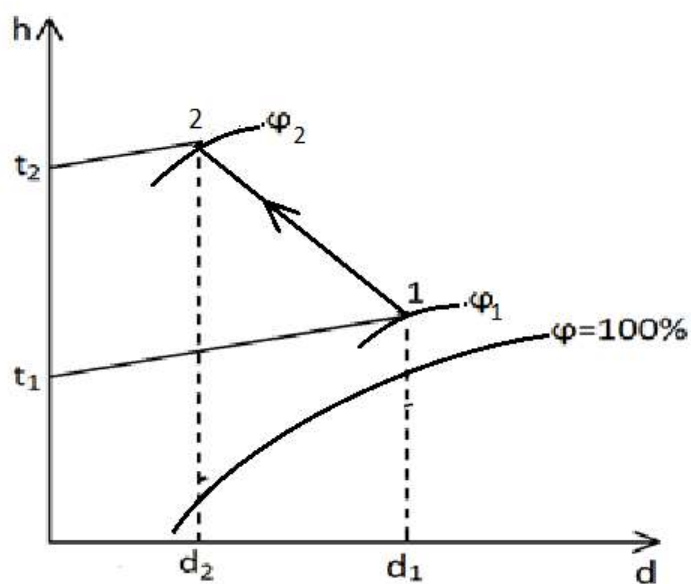


Рисунок 2.2 – Теоретичний процес осушення робочого повітря при проходженні через адсорбційний ротор.

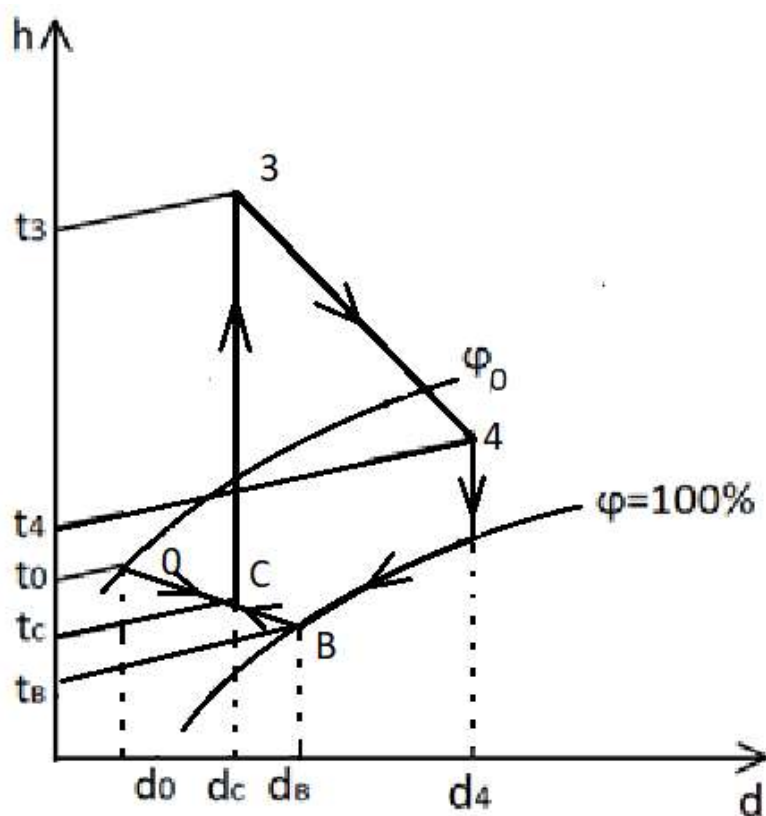


Рисунок 2.3 – Теоретичний процес підготовки та зміни стану регенераційного повітря при проходженні через адсорбційний ротор та ТН

При виборі схеми теплонасосно-адсорбційної системи консервування енергетичного обладнання брали до уваги наступні факти:

*утилізація теплоти відпрацьованого регенераційного повітря, яке після проходження через ротор видаляється у котельний простір. Дане повітря надходить у випарник, де охолоджується і видаляється волога, за рахунок переохолодження нижче точки роси. Теплота, відібрана у відпрацьованого регенераційного повітря направляється для підігріву регенераційного повітря перед подачею в адсорбційний ротор;

*рециркуляція частини регенераційного повітря, яке використовується для підвищення загального коефіцієнта ефективності системи. Це дозволяє утилізувати частину теплоти повітря, яке попередньо видалялось за межі обладнання. Це не тільки підвищує загальну ефективність роботи системи, але і дозволяє точно регулювати теплофізичні параметри регенераційного повітря перед подачею в адсорбційний ротор, що дозволяє керувати глибиною осушення в теплонасосно-адсорбційній системі консервування;

*максимальне зменшення різниці температур між температурами конденсації та кипіння фреону в теплообмінниках. Це забезпечується тим, що конденсатор стоїть після камери змішування. За однакової температури регенераційного повітря, у випадку, коли конденсатор стоїть перед камерою змішування, необхідно буде витратити більшу кількість енергії на привід компресора, що зменшує загальний коефіцієнт ефективності роботи системи.

2.2. Аналіз теоретичної ефективності теплонасосно-адсорбційної схеми консервування енергетичного обладнання

Термодинамічний аналіз ефективності роботи системи бути виконаний на підставі попереднього аналізу теплофізичних параметрів повітря у вузлових точках системи. В даній системі невідомими є температура та вологість регенераційного повітря після випарника теплонасосної установки, на вході в камеру змішування, на виході з камери змішування, на виході з адсорбційного ротора, подача атмосферного повітря та витрата рециркуляційного повітря, що надходить на випарник теплонасосної установки. Математичні залежності для визначення параметрів повітря можуть бути визначені з рівнянь теплового та матеріального балансів окремих складових та системи в цілому.

Попередньо, для складання математичної системи рівнянь, яка відображає роботу системи, приймаємо, що поглинання та видалення вологи в роторі проходить ізоентальпійно, без теплових втрат, загальний тепловий баланс теплонасосно-адсорбційної системи консервування енергетичного обладнання можна записати у вигляді

$$Q_0 + L_k = Q_{ск}, \quad (2.1)$$

де Q_0 - теплота, що подається в систему зі свіжим повітрям, кВт;

L_k -електрична потужність приводу компресора теплонасосної установки, кВт;

$Q_{ск}$ - теплота, що відводиться котельний простір з викидним повітрям, кВт.

Або більш детально у вигляді

$$G_0 h_0 + \frac{Q_{вин}}{\varphi - 1} = G_0 h_4, \quad (2.2)$$

де $Q_{вин}$ - теплота, відібраного у рециркуляційного повітря у випарнику, кВт;

G_0 – подача свіжого повітря, кг с.п./год;

h_4 - ентальпія регенераційного повітря після проходження через ротор, кДж/кг с.п;

h_0 - ентальпія свіжого повітря, кДж/кг с.п;

φ – коефіцієнт трансформації теплонасосної установки.

Дійсний коефіцієнт трансформації теплоти теплонасосної установки визначається як

$$\varphi = \varphi_T \eta_{TH}, \quad (2.3)$$

де η_{TH} – коефіцієнт, який враховує реальні процеси, що відбуваються у ТН, який відповідно до ряду джерел знаходиться в діапазоні 0,6...0,8 (приймаємо $\eta_{TH} = 0,6$) [11,12];

φ_T – теоретичний коефіцієнт трансформації теплонасосної установки.

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно φ_T з урахуванням всіх необоротностей у випарнику, конденсаторі та конденсаторі теплонасосної установки визначається за співвідношенням

$$(2.4)$$

$$\varphi_T = \frac{1}{1 - \frac{T_B^{TH}}{T_K^{TH}}} = \frac{1}{1 - \frac{273+t_B-\Delta t_B}{273+t_K+\Delta t_K}},$$

де T_B^{TH} – абсолютна температура випаровування холодильного агента у випарнику ТН, К;

T_K^{TH} – абсолютна температура конденсації холодильного агента в конденсаторі ТН, К;

t_B – температура відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН, °С;

t_K – температура повітря на виході з конденсатора ТН, °С;

Δt_B – температурний перепад між потоками відпрацьованого повітря й холодильного агента на виході з випарника ТН, °С;

Δt_K – температурний перепад між потоками холодильного агента і регенеративного повітря на виході з конденсатора ТН, °С.

У літературі наводяться числові значення температурних перепадів у конденсаторі і випарнику ТН. Для ТН типу «повітря – повітря» для випарника і конденсатора згідно з [13] можна прийняти $\Delta t_B = \Delta t_K = 10^\circ\text{C}$.

З урахуванням виразу для теплового потоку випарника ТН

$$Q_{\text{вип}} = G_{\text{рец}}(h_4 - h_B), \quad (2.5)$$

та рівняння матеріального балансу вологого повітря камери змішування

$$G_0 + G_{\text{рец}} = G_{\text{рп}}, \quad (2.6)$$

де h_B – ентальпія рециркуляційного повітря після випарника, кДж/кг с.п.,

$G_{\text{рец}}$ – витрата рециркуляційного потоку повітря, кг с.п./год,

$G_{\text{рп}}$ – витрата регенераційного потоку повітря, кг с.п./год.

Рівняння (2) після перетворень можна записати у вигляді

$$K \frac{h_4 - h_B}{\varphi - 1} = (1 - K)(h_4 - h_0), \quad (2.7)$$

де K – коефіцієнт рециркуляції регенераційного повітря $K = G_{\text{рец}} / G_{\text{рп}}$.

Тоді, із рівняння (7) отримаємо вираз для коефіцієнта рециркуляції регенераційного повітря

$$K = \frac{1}{\frac{(h_4 - h_B)}{(\phi - 1)(h_4 - h_0)} + 1}, \quad (2.8)$$

Всі інші теплофізичні параметри системи можна визначити із матеріального і теплового балансів елементів системи. При цьому з рівняння теплового балансу ТН

$$Q_{вин} + L_k = Q_{конд}, \quad (2.9)$$

Дане рівняння можна показати у вигляді

$$G_{pec}(h_3 - h_6) + \frac{G_{pec}(h_3 - h_6)}{\phi - 1} = G_{pn}(h_3 - h_c), \quad (2.10)$$

отримаємо залежність для визначення ентальпії рециркуляційного повітря на виході з випарника ТН

$$h_B = h_3 - \frac{h_3 - h_c}{K} \frac{\phi - 1}{\phi}, \quad (2.11)$$

Ентальпію регенераційного повітря після змішування рециркуляційного і свіжого повітря в камері змішування визначимо із рівняння теплового балансу камери змішування

$$G_o h_0 + G_{pc} h_B = G_{rp} h_3, \quad (2.12)$$

звідки

$$h_c = (1 - K)h_0 + Kh_B, \quad (2.13)$$

Із матеріального балансу адсорбційного ротора маємо

$$G_{оп}(d_2 - d_1) = G_{rp}(d_4 - d_3), \quad (2.14)$$

де G_{on} – витрата робочого повітря, яке осушується і направляється в об'єкт консервування, кг с.п./год;

d_1, d_2, d_3, d_4 – вологовміст повітря у відповідних точках схеми, г/кг с.п.

Далі отримаємо вираз для вологовмісту скидного повітря

$$d_4 = d_3 + \frac{G_{оп}}{G_{рп}}(d_2 - d_1), \quad (2.15)$$

Із рівняння матеріального балансу вологи для камери змішування маємо

$$G_0 d_0 + G_{рц} d_v = G_{рп} d_3, \quad (2.16)$$

отримаємо залежність для визначення вологовмісту регенераційного повітря на виході з випарника ТН

$$d_v = \frac{d_3 - (1-K)d_0}{K}, \quad (2.17)$$

Знаючи теплофізичні параметри повітря на виході із випарника ТН, можемо отримати із інтерполяційного рівняння на лінії насичення повітря ($\varphi=100\%$) на діаграмі h - d вологого повітря [14]

$$t_v = 14,752 \ln(d_v) - 18,929, \quad (2.18)$$

Числове вирішення вищенаведеної системи рівнянь для знаходження теплофізичних параметрів повітря у вузлових точках системи дає змогу визначити енергетичну ефективність роботи теплонасосної установки, як складової частини системи підготовки регенераційного повітря, звичайним співвідношенням корисної енергії, отриманої при роботі системи до затраченої електричної енергії на привід компресора теплонасосної установки

$$\eta = \frac{Q_{кор}}{L_{комп}}, \quad (2.19)$$

де η - коефіцієнт енергетичної ефективності схеми.

Визначаючи корисну енергію, що використовується для випаровування вологи з адсорбційного ротора, отримаємо

$$Q_{\text{кор}} = G_{\text{рп}}(d_4 - d_3)r(t), \quad (2.20)$$

де $r(t)$ - прихована теплота пароутворення, а потужність приводу компресора теплонасосної установки визначимо за рівнянням

$$L_{\text{компр}} = \frac{G_{\text{реци}}(h_4 - h_6)}{(\varphi - 1)}, \quad (2.21)$$

отримаємо фінальну залежність коефіцієнта енергетичної ефективності роботи системи у вигляді

$$\eta = \frac{(d_4 - d_3)r(t)(\varphi - 1)}{K(h_3 - h_6)}, \quad (2.22)$$

Числовий аналіз системи рівнянь із використанням співвідношень (2.3), (2.4), (2.8), (2.11), (2.13), (2.15), (2.17), (2.18), за допомогою методу послідовних наближень, дозволяє оцінити вплив зміни заданих параметрів повітря (свіжого повітря та регенераційного повітря перед адсорбційним ротором) на характеристики роботи окремих складових системи (коефіцієнт рециркуляції відпрацьованого повітря, коефіцієнт трансформації ТН) та на загальну енергетичну ефективність роботи теоретичної теплонасосно-адсорбційної системи консервування металевих обладнання.

При заданні d_3 (вологівмісту регенераційного повітря перед ротором) вводиться верхнє обмеження- 20 г/кг с.п., як обмеження в ефективній роботі адсорбційного ротора, адже при високому вологовмісті регенераційного повітря воно не здатне глибоко осушати ротор, а ротор, в свою чергу, не так ефективно осушує робоче повітря. Та нижнє обмеження- 5 г/кг с.п., як обмеження в ефективній роботі теплонасосної установки, а саме запобігання обмерзання випарника при температурах кипіння фреону нижче 0°C . В зв'язку з цим вологовміст регенераційного повітря задається на рівні $d_3 = 10$ г/кг с.п., як

найбільш наближене значення до нормальної вологості оточуючого повітря, що задовольняє всі вище згадані умови.

При виборі температурного діапазону регенераційного повітря маємо наступні обмеження: теплонасосна установка може забезпечити максимальну температуру повітря після конденсатора на рівні 70-80 °С, при вищих значеннях температури повітря на виході з конденсатора необхідно буде використовувати двохступінчаті компресори та суттєво ускладнювати конструкцію теплонасосної установки; для нормальної роботи адсорбційного ротора необхідно забезпечити температуру регенераційного повітря вище ніж 60 °С, бо при нижчих температурах регенераційне повітря недостатньо глибоко видаляє вологу з адсорбційного ротора, що в свою чергу впливає на глибину осушення робочого повітря та на ефективність використання витраченої теплоти на процес осушення. Тому розрахунки та аналіз проведений для трьох значень температури регенераційного повітря на вході в ротор: +60°С, +65°С, +70°С.

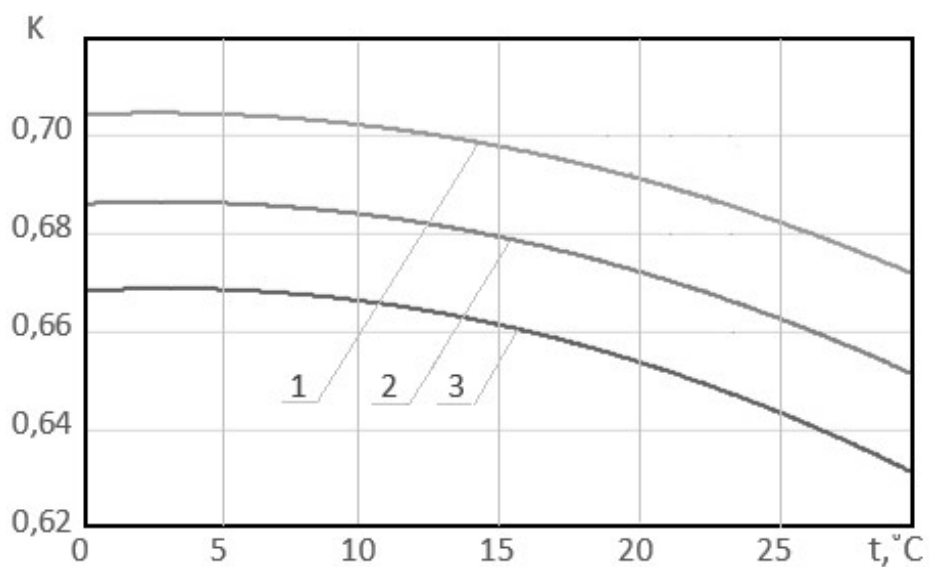
Свіже повітря забирається із робочого цеху котельної ТЕЦ, тому в розрахунках температура приведена в діапазоні від 0 °С до 30 °С, відносна вологість прийнята рівною 50 %. Відносна вологість рівна 50% є середньо річною відносною вологістю в котельному цеху при цілорічній експлуатації.

Потоки робочого (консервуючого) повітря і регенераційного повітря співвідносяться як 3 до 1. Даний факт забезпечує рівномірний розподіл потоку повітря в перерізі адсорбційного ротора та оптимальну роботу теплонасосно-адсорбційної системи консервування обладнання.

Результати розрахунків наведені в таблицях 2.1, 2.2, 2.3 та 2.4.

Таблиця 2.1 - Залежність коефіцієнта рециркуляції (K) регенераційного повітря від температури повітря після конденсатора та температури оточуючого повітря (од.)

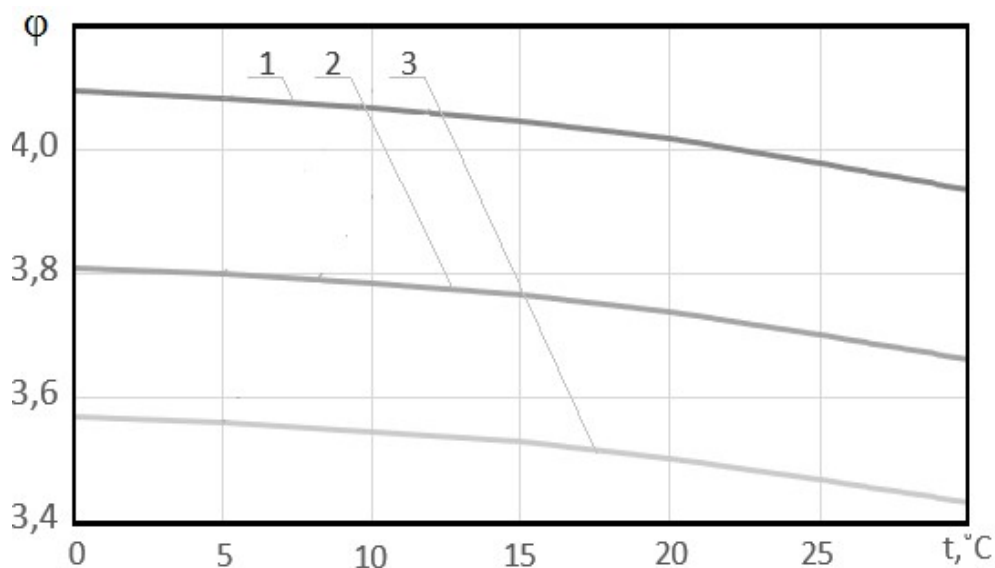
$t_3, ^\circ\text{C}$	Температура оточуючого повітря, $^\circ\text{C}$						
	0	5	10	15	20	25	30
60	0.703	0.701	0.699	0.696	0.692	0.685	0.674
65	0.685	0.684	0.681	0.678	0.673	0.666	0.654
70	0.668	0.666	0.664	0.660	0.656	0.648	0.635



1- $t_k=60^{\circ}\text{C}$, 2- $t_k=65^{\circ}\text{C}$, 3- $t_k=70^{\circ}\text{C}$

Рисунок 2.4 - Залежність коефіцієнта рециркуляції від температури свіжого повітря та температури регенераційного повітря після конденсатора

На рисунку 2.4 представлено залежності коефіцієнта рециркуляції від температур свіжого та регенераційного повітря.



1- $t_k=60^{\circ}\text{C}$, 2- $t_k=65^{\circ}\text{C}$, 3- $t_k=70^{\circ}\text{C}$

Рисунок 2.5 - Залежність коефіцієнта трансформації теплонасосної установки від температур свіжого повітря та регенераційного повітря після конденсатора

Із вище приведених результатів випливає, що коефіцієнт рециркуляції знижується при збільшенні температур свіжого повітря та регенераційного повітря після конденсатора. Дана особливість випливає з того, що вологовміст свіжого повітря зі зростанням температури різко збільшується, тому для забезпечення заданого вологовмісту суміші регенераційного повітря необхідно направляти менший об'єм рециркуляційного повітря та глибше це повітря переохолоджувати в випарнику теплонасосної установки. Що, в свою чергу, дещо погіршує температурні умови роботи теплонасосної установки, та є причиною зменшення загального коефіцієнта трансформації (рисунок 2.5).

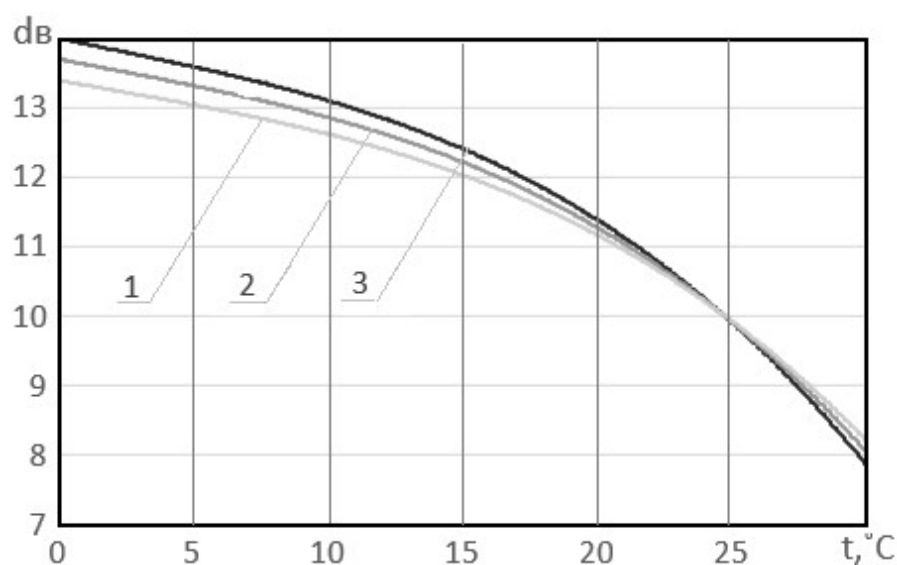
Таблиця 2.2 – Залежність температури рециркуляційного повітря (t_6) після проходження через випарник теплового насосу ($^{\circ}\text{C}$) від температур свіжого повітря та регенераційного повітря після конденсатора

$t_3, ^{\circ}\text{C}$	Температура оточуючого повітря, $^{\circ}\text{C}$						
	0	5	10	15	20	25	30
60	18.862	18.557	18.125	17.497	16.582	15.192	12.917
65	19.250	18.925	18.462	17.790	16.821	15.326	12.839
70	19.628	19.282	18.791	18.094	17.057	15.454	12.760

На рисунку 2.6 представлено графічні залежності вологовмісту рециркуляційного повітря після проходження через випарник теплонасосної установки від температур свіжого повітря та регенераційного повітря після конденсатора. На основі цих результатів можна зробити висновок, що вологовміст та температура рециркуляційного повітря після проходження через випарник знижуються зростанням температур свіжого повітря та регенераційного повітря після конденсатора. Причиною цьому є той факт, що вологовміст свіжого повітря зі зростанням температури різко зростає, тому для підтримання заданого вологовмісту регенераційної повітря необхідно глибше переохолоджувати рециркуляційне повітря.

Таблиця 2.3 – Залежність вологовмісту рециркуляційного повітря (dv) після проходження через випарник теплового насосу (г/кг.с.п.) від температур свіжого повітря та регенераційного повітря після конденсатора

$t_3, ^\circ\text{C}$	Температура оточуючого повітря, $^\circ\text{C}$						
	0	5	10	15	20	25	30
60	13.606	13.361	13.021	12.543	11.877	10.933	9.546
65	13.925	13.657	13.286	12.764	12.048	11.021	9.503
70	14.241	13.951	13.548	12.997	12.218	11.105	9.458



1- $t_k = 60^\circ\text{C}$, 2- $t_k = 65^\circ\text{C}$, 3- $t_k = 70^\circ\text{C}$

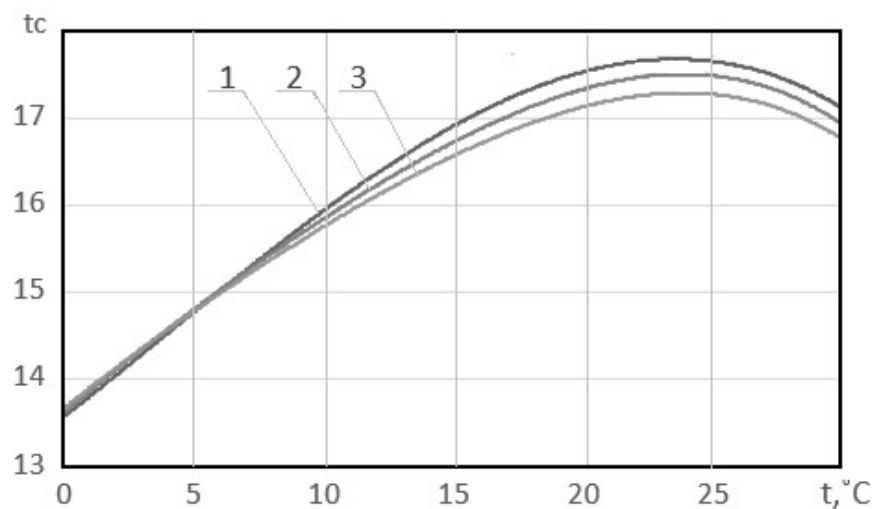
Рисунок 2.6 - Залежність вологовмісту повітря після випарника, г/кг с.п., від температур свіжого повітря та регенераційного повітря після конденсатора

При збільшенні температури свіжого повітря, температура повітря камери змішування зростає за температур свіжого повітря від 0°C до 25°C . Далі температура суміші спадає, що викликане необхідністю глибшого охолодження і осушення рециркуляційного повітря у випарнику теплонасосної установки, що є необхідним для забезпечення заданого вологовмісту повітряної суміші перед подачею в адсорбційний ротор, та для ефективного осушення ротора. За умов, коли вологовміст свіжого повітря, що надходить в систему зростає до рівнів, вище заданого вологовмісту регенераційного повітря $d_3 = \text{const}$ (див. Рисунок 2.7), постає необхідність в глибокому видаленні вологи з рециркуляційного повітря та переохолодженні його до набагато нижчих температур і більшої конденсації вологи з повітря, що і відображається в зниженні температури повітря

після камери змішування. Цей факт впливає також і на загальну ефективність роботи системи, оскільки при досягненні температури свіжого повітря в 25°C суттєво знижується температура кипіння фреону у випарнику, що впливає на енергетичну ефективність теплонасосної установки, що у свою чергу, впливає на загальну ефективність роботи системи та на витрати електричної енергії на привід компресора теплонасосної установки.

Таблиця 2.4 – Залежність температури регенераційного повітря (t_c) змішування рециркуляційного та свіжого повітря в камері змішування ($^{\circ}\text{C}$) від температур свіжого повітря та регенераційного повітря після конденсатора

$t_3, ^{\circ}\text{C}$	Температура оточуючого повітря, $^{\circ}\text{C}$						
	0	5	10	15	20	25	30
60	13.823	15.010	16.112	17.098	17.935	18.562	18.927
65	13.787	15.048	16.219	17.268	18.167	18.844	19.232
70	13.748	15.081	16.318	17.435	18.385	19.097	19.522



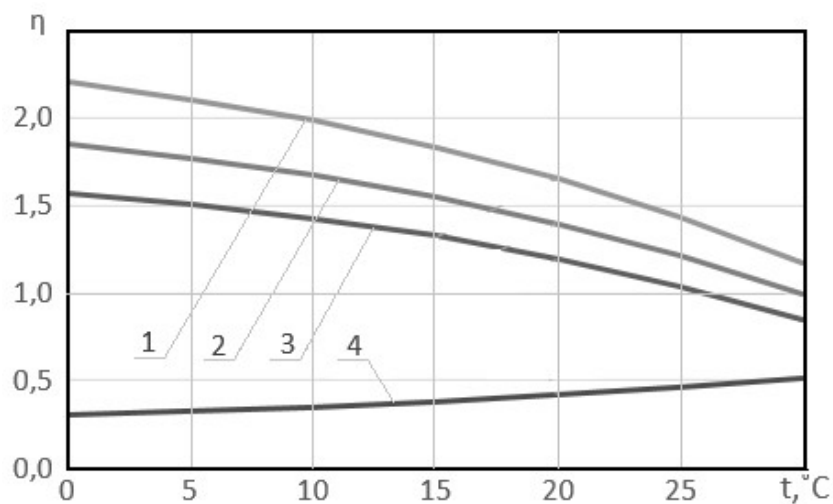
1- $t_k=60^{\circ}\text{C}$, 2- $t_k=65^{\circ}\text{C}$, 3- $t_k=70^{\circ}\text{C}$

Рисунок 2.7 - Залежність температури повітря після сумішоутворення, $^{\circ}\text{C}$, від температур свіжого повітря та регенераційного повітря після конденсатора

Таблиця 2.5- Залежність загального коефіцієнта ефективності (η) роботи системи від температури регенераційного повітря та температури оточуючого повітря (од.) від температур свіжого повітря та регенераційного повітря після конденсатора

$t_3, ^\circ\text{C}$	Температура оточуючого повітря, $^\circ\text{C}$						
	0	5	10	15	20	25	30
60	2.095	2.024	1.933	1.814	1.668	1.489	1.279
65	1.757	1.699	1.624	1.527	1.409	1.262	1.086
70	1.496	1.448	1.385	1.307	1.208	1.083	0.935
без ТН	0.281	0.302	0.327	0.356	0.390	0.432	0.484

На рисунку 2.8 представлено залежність загального коефіцієнта енергетичної ефективності системи від температур свіжого повітря та регенераційного повітря після конденсатора, на вході в ротор. Видно, що ефективність роботи теплонасосно-адсорбційної системи завжди вище, ніж ефективність стандартної адсорбційної системи консервування енергетичного обладнання.



1- $t_k=60 ^\circ\text{C}$, 2- $t_k=65 ^\circ\text{C}$, 3- $t_k=70 ^\circ\text{C}$, 4- система без теплового насосу

Рисунок 2.8 - Залежність теоретичного коефіцієнта енергетичної ефективності η від температур свіжого повітря та регенераційного повітря після конденсатора

Із наведеного графіку випливає, що загальна енергетична ефективність застосування розробленої системи визначається із умов роботи теплонасосної

установки та має високі значення при відносно невисоких температурах свіжого повітря та відносно невисоких температурах регенераційного повітря після виходу з конденсатора. Також можна зробити висновок, що необхідна електрична потужність, теплонасоно-адсорбційної системи, на осушення робочого повітря зменшуються від 2 до 7 разів в порівнянні з базовою системою без застосування теплонасосної установки.

2.3 Аналіз реальної ефективності теплонасосно-адсорбційної схеми консервування енергетичного обладнання

При розрахунках теоретичної системи консервування енергетичного обладнання було припущено, що процес осушення та зволоження повітря в адсорбційному роторі відбувається при сталій ентальпії, чого не відбувається в реальному процесі. Реальний процес у роторі відбувається зі зміною ентальпії повітряних потоків, оскільки проходять теплообмінні процеси між нагрітим регенераційним повітрям і ротором, та між ротором і відносно прохолодним робочим повітрям. В даному випадку адсорбційний ротор виступає в ролі низько ефективного рекуператора, що при вирішенні задачі осушення повітря є небажаним.

Коефіцієнт ефективності роботи адсорбційного ротора у якості рекуператора складає 5-8%, в залежності від параметрів роботи ротора. Для процесів осушення повітря ротор обертається з частотою 6-15 об/год, що є надзвичайно низьким значенням для роботи в якості рекуператора тепла, однак дана частота обертання ротора являється найбільш ефективною для видалення вологи з повітря та відновлення ротора.

На рисунку 2.9 представлено графік осушення робочого повітря, зміни теплофізичних параметрів, при проходженні через адсорбційний ротор. Виходячи із даного рисунку можна зробити висновок, що процес осушення робочого повітря відбувається не ізоентальпійно, а проходить із певним збільшенням ентальпії повітря.

На рисунку 2.10 представлено графік зміни стану та теплофізичних параметрів регенераційного повітря при проходженні через адсорбційний ротор та теплонасосну установку. Із рисунку видно, що процес осушення ротора, зволоження регенераційного повітря, проходить не ізоентальпійно, а з деякою втратою ентальпії, яка передається робочому повітрю через адсорбційний ротор.

Дана, вище вказана особливість впливає з того, що адсорбційний ротор є не тільки сорбентом вологи, а і низькоефективним рекуператором теплоти. Передача теплоти від регенераційного повітря до робочого повітря відбувається безперервно, оскільки адсорбційний ротор безперервно обертається та передає потік теплоти. Кількість переданої теплоти залежить від декількох факторів:

- різницею температур між нагрітим регенераційним повітрям та робочим повітрям на вході в ротор, чим вище різниця температур, тим вищою є передача теплоти;
- швидкістю обертання адсорбційного ротора, чим вища швидкість обертання, тим вищий тепловий потік;
- форми та розміру сотової структури адсорбційного ротора.

Оскільки дані для обрахунку параметрів повітря на виході з ротора ми не можемо обрахувати, однак можемо отримати при використанні спеціалізованого програмного забезпечення виробника адсорбційних осушувачів COTES [15], то алгоритм розрахунку параметрів повітря у вузлових точках дещо зміниться.

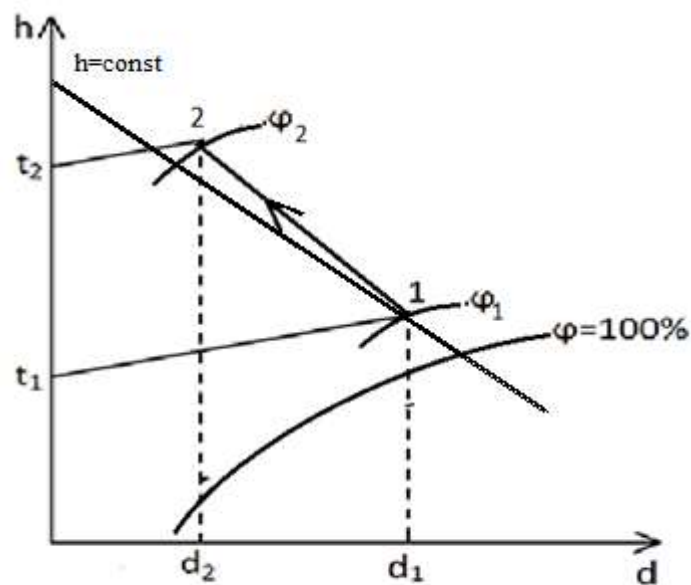


Рисунок 2.9 - Реальний процес осушення робочого повітря при проходженні через адсорбційний ротор, з урахуванням необоротностей у всіх елементах системи

Таблиця 2.6 – Залежність теплофізичних параметрів повітря за реального процесу роботи теплонасосно-адсорбційної системи консервування

Температура $t_3, ^\circ\text{C}$	Вологовміст $d_1, \text{г/кг.с.п.}$	Температура $t_1, ^\circ\text{C}$	Вологовміст $d_4, \text{г/кг.с.п.}$	Температура $t_4, ^\circ\text{C}$
50.00	4.71	25.1	13.26	35
55.00	4.41	26.2	14.17	36
60.00	4.1	27.3	15.09	38
65.00	3.8	28.3	16	40
70.00	3.5	29.4	16.91	42
75.00	3.2	30.4	17.81	44
80.00	2.9	31.5	18.69	46
85.00	2.62	32.5	19.52	48
90.00	2.36	33.4	20.32	50
95.00	2.11	34.3	21.05	52
100.00	1.9	35.2	21.71	54

Дані, приведені в таблиці 2.6, відповідають роботі адсорбційного осушувача при розмірах ротора 650x100 мм (діаметр 650 мм та товщина ротора 100 мм), частоті обертання ротора 11 об/годину та з використанням роботи теплонасосної установки, як єдиного джерела нагріву регенераційного повітря. Із приведених даних далі буде проведено розрахунок коефіцієнтів ефективності роботи.

У таблицях 2.7, 2.8 та 2.9 представлені параметри робочого повітря, а саме вологовміст d_1 , та параметри регенераційного повітря, температура t_4 , та вологовміст d_4 , в залежності від температури регенераційного повітря після конденсатора t_3 . При цьому параметри повітря, які приймали участь у розрахунках:

*температура робочого повітря перед входом в ротор 20°C ;

*вологовміст робочого повітря перед входом в ротор 5,8 г/кг.с.п. (відповідає 40% відносної вологості повітря);

*вологовміст регенераційного повітря перед входом в ротор відповідає 50% відносної вологості повітря за температури оточуючого середовища, в якому встановлюється обладнання.

Таблиця 2.7 – Залежність вологовмісту регенераційного повітря за реального процесу роботи стандартної адсорбційної системи консервування після проходження через ротор, г/кг.с.п. від температури регенераційного повітря та температури оточуючого середовища.

$t_3, ^\circ\text{C}$	Температура оточуючого повітря, $^\circ\text{C}$						
	0	5	10	15	20	25	30
50	7.65	8.07	8.630	9.390	10.440	11.860	13.910
55	8.41	8.85	9.420	10.210	11.280	12.740	14.830
60	9.18	9.63	10.230	11.030	12.140	13.630	15.750
65	9.96	10.42	11.040	11.870	13.000	14.520	16.680
70	10.73	11.21	11.840	12.690	13.850	15.400	17.600
75	11.49	11.99	12.640	13.510	14.960	16.270	18.510
80	12.23	12.74	13.410	14.300	15.510	17.120	19.400
85	12.94	13.46	14.140	15.050	16.290	17.930	20.250
90	13.59	14.13	14.820	15.760	17.020	18.700	21.050
95	14.18	14.73	15.440	16.400	17.690	19.400	21.790
100	14.7	15.26	15.990	16.970	18.280	20.300	22.470

Таблиця 2.8 – Залежність температури регенераційного повітря за реального процесу роботи стандартної адсорбційної системи консервування після проходження через ротор, г/кг.с.п. від температури регенераційного повітря та температури оточуючого середовища.

$t_3, ^\circ\text{C}$	Температура оточуючого повітря, $^\circ\text{C}$						
	0.0	5.0	10.0	15.0	20.0	25.0	30.0
50.0	41.0	42.0	42.0	43.0	44.0	45.0	47.0
55.0	42.0	42.0	43.0	44.0	44.0	46.0	47.0
60.0	42.0	43.0	43.0	44.0	45.0	46.0	47.0
65.0	42.0	43.0	43.0	44.0	45.0	46.0	48.0
70.0	43.0	43.0	44.0	45.0	45.0	47.0	48.0
75.0	43.0	44.0	44.0	45.0	46.0	47.0	49.0
80.0	44.0	44.0	45.0	46.0	47.0	48.0	49.0
85.0	44.0	45.0	45.0	46.0	47.0	48.0	49.0
90.0	45.0	45.0	46.0	46.0	47.0	48.0	50.0
95.0	45.0	46.0	46.0	47.0	48.0	49.0	50.0
100.0	46.0	46.0	47.0	47.0	48.0	49.0	51.0

Таблиця 2.9 – Залежність вологовмісту робочого повітря за реального процесу роботи стандартної адсорбційної системи консервування після проходження через ротор, г/кг.с.п. від температури регенераційного повітря та температури оточуючого середовища.

$t_3, ^\circ\text{C}$	Температура оточуючого повітря, $^\circ\text{C}$						
	0.0	5.0	10.0	15.0	20.0	25.0	30.0
50.0	1.54	1.61	1.69	1.80	1.93	2.10	2.31
55.0	1.48	1.55	1.63	1.74	1.87	2.03	2.24
60.0	1.43	1.50	1.58	1.68	1.81	1.97	2.18
65.0	1.38	1.44	1.52	1.62	1.75	1.91	2.11
70.0	1.32	1.39	1.46	1.57	1.69	1.85	2.05
75.0	1.27	1.33	1.41	1.51	1.64	1.79	1.99
80.0	1.22	1.28	1.36	1.46	1.58	1.73	1.93
85.0	1.17	1.23	1.31	1.40	1.53	1.68	1.87
90.0	1.12	1.18	1.26	1.35	1.47	1.62	1.81
95.0	1.07	1.13	1.21	1.30	1.42	1.57	1.75
100.0	1.03	1.09	1.16	1.25	1.37	1.51	1.70

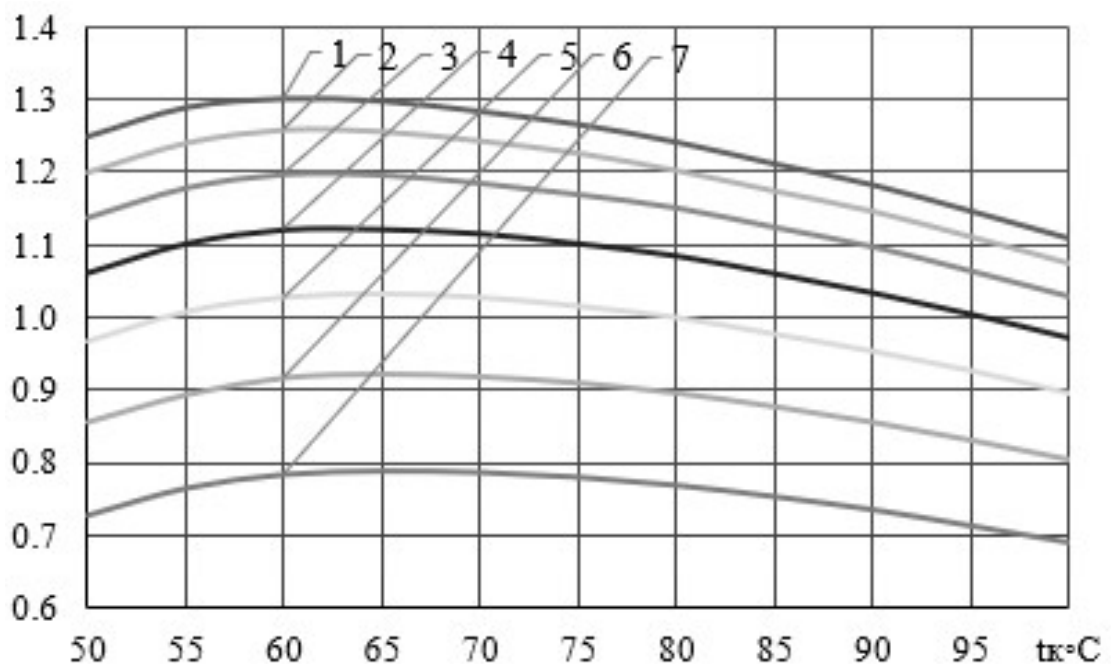
Вище приведені дані відповідають роботі адсорбційного осушувача при розмірах ротора 650x100 мм (діаметр 650 мм та товщина ротора 100 мм), частоті обертання ротора 11 об/годину та з використанням роботи електричного калорифера, як єдиного джерела нагріву регенераційного повітря.

Результати розрахунків реальної ефективності роботи теплонасосно-адсорбційної системи та параметри роботи представлені у наступних таблицях та діаграмах.

У таблиці 2.10 та на графіку 2.11 представлені результати розрахунків реального коефіцієнта ефективності роботи теплонасосно-адсорбційної системи в залежності від рівня температури свіжого повітря та температури регенераційного повітря після конденсатора. Залежність проявляється досить чітко, чим вища температура свіжого повітря, тим нижчий коефіцієнт ефективності системи, також можна зробити висновок, що температура регенеративного повітря суттєво впливає на ефективність системи, при збільшенні температури регенераційного повітря до величини 60- 70 $^\circ\text{C}$, загальна ефективність системи зростає, а при подальшому підвищенні температури, ефективність падає. Високі температури негативно впливають на роботу теплового насосу.

Таблиця 2.10 – Залежність загального коефіцієнту ефективності роботи теплонасосно-адсорбційної системи від температури зовнішнього повітря та температури регенераційного повітря після конденсатора, при товщині ротора 100 мм.

$t_3, ^\circ\text{C}$	Температура зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$						
	0	5	10	15	20	25	30
1	2	3	4	5	6	7	8
50	1.248	1.198	1.137	1.060	0.966	0.856	0.728
55	1.288	1.239	1.178	1.101	1.006	0.892	0.765
60	1.301	1.257	1.196	1.120	1.026	0.915	0.784
65	1.297	1.255	1.195	1.121	1.031	0.920	0.789
70	1.283	1.242	1.184	1.115	1.026	0.917	0.787
75	1.265	1.225	1.169	1.101	1.014	0.908	0.781
80	1.240	1.201	1.150	1.084	0.999	0.895	0.769
85	1.210	1.173	1.124	1.059	0.976	0.876	0.754
90	1.181	1.145	1.097	1.033	0.953	0.855	0.736
95	1.145	1.110	1.064	1.003	0.927	0.831	0.713
100	1.107	1.073	1.029	0.970	0.896	0.805	0.690



1- $t_0=0\text{ }^\circ\text{C}$, 2- $t_0=5\text{ }^\circ\text{C}$, 3- $t_0=10\text{ }^\circ\text{C}$, 4- $t_0=15\text{ }^\circ\text{C}$, 5- $t_0=20\text{ }^\circ\text{C}$, 6- $t_0=25\text{ }^\circ\text{C}$, 7- $t_0=30\text{ }^\circ\text{C}$

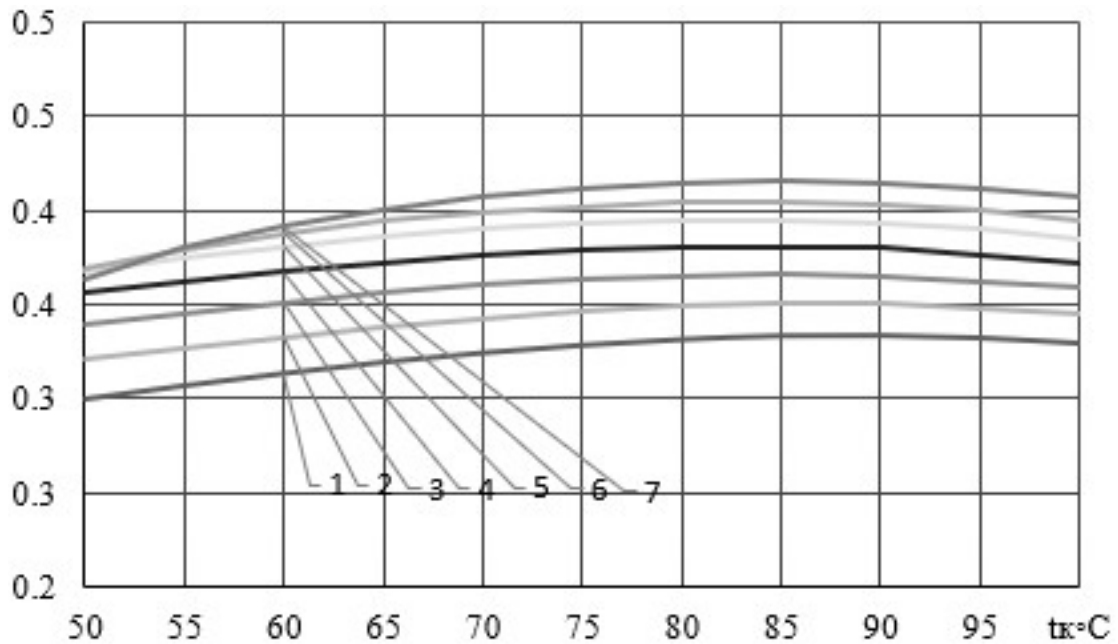
Рисунок 2.11 - Залежність реального коефіцієнта енергетичної ефективності η теплонасосно-адсорбційної системи від температури свіжого повітря та температури регенераційного повітря після конденсатора, при товщині ротора 100 мм

У таблиці 2.11 та на графіку 2.12 представлені результати розрахунків реального коефіцієнта ефективності роботи стандартної адсорбційної системи в залежності від рівня температури свіжого повітря та температури регенераційного повітря після конденсатора. Залежність проявляється досить чітко, чим вища температура свіжого повітря, тим вищий коефіцієнт ефективності системи, що обумовлено нижчим енергоспоживанням електричного нагрівача на підігрів регенераційного повітря.

Крім цього прослідковується залежність, що за температур вище 90°C , ефективність системи починає знижуватись, що пов'язано з поглинаючими властивостями селікагелю. Дана особливість впливає з того, що при більш високих температурах, витрати енергії на видалення кожної наступної порції вологи необхідно витрати більшу кількість теплоти, що призводить до зниження загальної ефективності системи. Також не слід забувати і про властивість адсорбційного ротора передавати теплоту між потоками регенераційного та робочого повітря, що в свою чергу також має негативний вплив на загальну енергетичну ефективність роботи стандартної адсорбційної системи. Два, вище вказані фактори у сумі призводять до того, що максимальна ефективність роботи стандартної адсорбційної системи досягається при температурах близько 90°C .

Таблиця 2.11 – Залежність загального коефіцієнту ефективності роботи стандартної адсорбційної системи від температури зовнішнього повітря та температури регенераційного повітря після конденсатора, при товщині ротора 100 мм

$t_3, ^{\circ}\text{C}$	Температура зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$						
	0	5	10	15	20	25	30
50	0.300	0.320	0.340	0.356	0.368	0.369	0.363
55	0.307	0.327	0.345	0.362	0.375	0.379	0.380
60	0.314	0.333	0.351	0.367	0.381	0.387	0.391
65	0.320	0.338	0.356	0.372	0.386	0.394	0.400
70	0.325	0.343	0.360	0.376	0.390	0.399	0.407
75	0.329	0.347	0.364	0.379	0.393	0.402	0.412
80	0.332	0.349	0.366	0.381	0.394	0.404	0.415
85	0.334	0.350	0.366	0.381	0.395	0.405	0.416
90	0.334	0.350	0.365	0.380	0.393	0.404	0.415
95	0.333	0.348	0.363	0.377	0.390	0.400	0.412
100	0.330	0.344	0.359	0.372	0.385	0.394	0.407

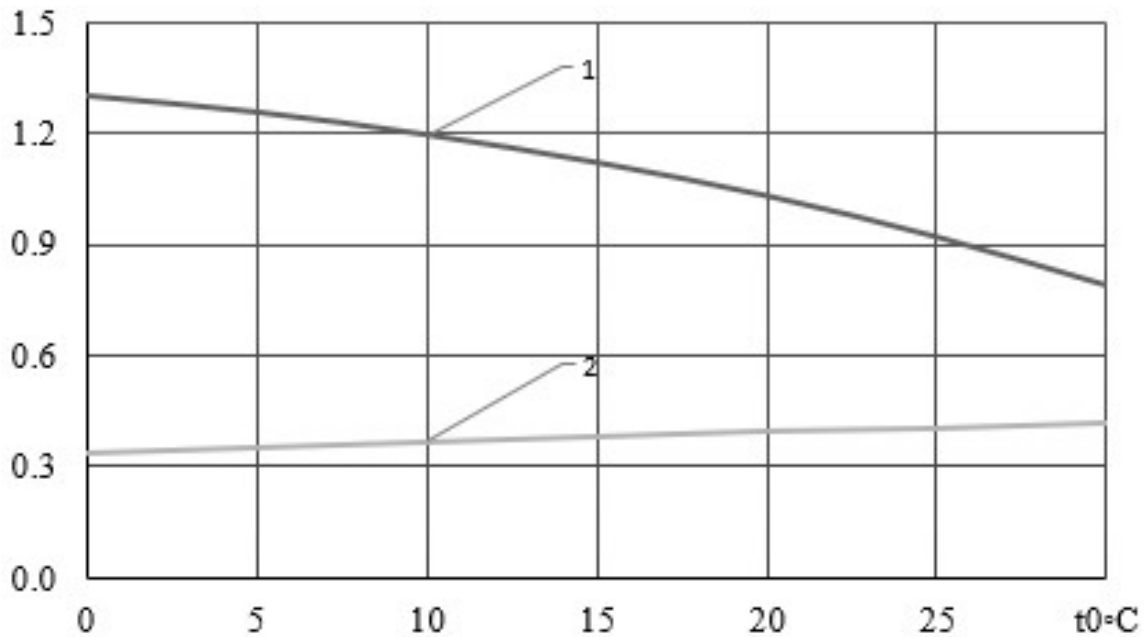


1- $t_0=0\text{ }^{\circ}\text{C}$, 2- $t_0=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, 3- $t_0=10\text{ }^{\circ}\text{C}$, 4- $t_0=15\text{ }^{\circ}\text{C}$, 5- $t_0=20\text{ }^{\circ}\text{C}$, 6- $t_0=25\text{ }^{\circ}\text{C}$, 7- $t_0=30\text{ }^{\circ}\text{C}$

Рисунок 2.12 - Залежність реального коефіцієнта енергетичної ефективності η стандартної адсорбційної системи від температури свіжого повітря та температури регенераційного повітря після конденсатора, при товщині ротора 100 мм

Виходячи із наведеного порівняння на рисунку 2.13 можна зробити висновок, що використання теплового насосу в системі суттєво покращує загальну ефективність роботи реальних систем, однак ефективність дещо нижча, ніж в теоретичних умовах, що обумовлено наявністю передачі тепла від регенераційного повітря до робочого через ротор.

Крім цього цікавою особливістю роботи систем є той факт, що теплонасосно-адсорбційна система має вищу загальну ефективність роботи при більш низьких температурах зовнішнього повітря, ніж при високих температурах, що спричинене включенням в систему камери змішування та теплонасосної установки. У стандартної адсорбційної установки навпаки, при нижчих температурах ефективність менша, а при вищих вища, що впливає із того, що для нагріву повітря з вищою початковою температурою необхідно витратити менше електричної енергії у калорифері системі.



1- ефективність з ТН, 2- ефективність без ТН

Рисунок 2.13 - Порівняння оптимальної ефективності роботи теплонасосно-адсорбційної та стандартної адсорбційної систем консервування обладнання в залежності від температури регенераційного повітря та температури свіжого повітря, при товщині ротора 100 мм

У таблицях 2.12, 2.13, 2.14, 2.15, 2.16 та діаграмах 2.14, 2.15, 2.16 буде приведений результат розрахунків роботи реальних систем при товщині адсорбційного ротора 200 мм, в кінці будуть проведені порівняння систем за різних умов. Робота системи при товщині адсорбційного ротора 200 мм буде більшою, ніж при товщині адсорбційного ротора в 100 мм, оскільки більш глибоко буде осушуватись робоче повітря та глибше спрацьовуватись регенераційне повітря. Також буде проведений аналіз отриманих результатів та зроблені певні висновки.

У таблиці 2.12 приведений вологовміст регенераційного повітря після адсорбційного ротора при використанні стандартної адсорбційної системи за широкого набору параметрів свіжого повітря та температури регенераційного після проходження конденсатора теплонасосної установки, перед подачею в адсорбційний ротор.

Таблиця 2.12 – Залежність вологовмісту регенераційного повітря за реального процесу роботи стандартної адсорбційної системи консервування після проходження через ротор, г/кг.с.п. від температури регенераційного повітря та температури оточуючого середовища, при товщині ротора 200 мм

$t_3, ^\circ\text{C}$	Температура зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$						
	0	5	10	15	20	25	30
50	8.56	8.98	9.53	10.28	11.31	12.72	14.75
55	9.49	9.92	10.49	11.26	12.32	13.77	15.83
60	10.43	10.88	11.46	12.56	13.35	14.82	16.93
65	11.39	11.85	12.45	13.27	14.38	15.89	18.03
70	12.36	12.83	13.45	14.28	15.42	16.95	19.13
75	13.33	13.81	14.44	15.29	16.45	18.01	20.22
80	14.28	14.77	15.41	16.28	17.46	19.05	21.29
85	15.19	15.69	16.34	17.23	18.43	20.05	22.32
90	16.01	16.52	17.19	18.09	19.32	20.97	23.29
95	16.68	17.2	17.88	18.81	20.07	21.76	24.12
100	17.13	17.67	18.37	19.33	20.63	22.36	24.8

У таблиці 2.13 наведені температури регенераційного повітря, за стандартної адсорбційної системи з товщиною ротора 200 мм, на виході з адсорбційного ротора, тобто відпрацьованого, насиченого вологою регенераційного повітря, в залежності від параметрів свіжого повітря та температури регенераційного повітря перед подачею в ротор на випаровування вологи. Температурні рівні регенераційного повітря поступово знижуються при зменшенні температури регенераційного повітря перед надходженням в адсорбційний ротор, а також при зменшенні температури свіжого повітря, яке надходить в калорифер.

Якщо залежність температури відпрацьованого регенераційного повітря від температури регенераційного повітря на вході в ротор є зрозумілою, то її залежність від температури свіжого повітря є не такою прозою. Дана залежність пояснюється тим фактом, що чим нижча температура свіжого повітря, то тим нижчим є вологовміст даного повітря, а отже і вологовміст нагрітого регенераційного повітря перед подачею в ротор також є нижчим. Дана особливість призводить до того, за однакової температури регенераційного повітря, однак з різним вологовмістом, повітря з меншим вологовмістом

спрацьовується глибше та охолоджується до більш низьких температур, і при цьому краще осушує адсорбційний ротор, що в свою чергу краще осушує потік робочого повітря, яким проводять консервування енергетичного обладнання.

Таблиця 2.13 – Залежність температури регенераційного повітря за реального процесу роботи стандартної адсорбційної системи консервування після проходження через ротор, від температури регенераційного повітря та температури оточуючого середовища, при товщині ротора 200 мм

$t_3, ^\circ\text{C}$	Температура зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$						
	0	5	10	15	20	25	30
50	29	29	30	31	32	34	36
55	30	31	32	33	34	36	37
60	32	33	34	35	36	37	39
65	34	35	35	36	37	39	41
70	36	37	37	38	39	41	42
75	38	38	39	40	41	42	44
80	40	40	41	42	43	44	46
85	42	42	43	44	45	46	47
90	44	44	45	46	47	48	49
95	46	47	47	48	49	50	51
100	50	50	51	51	52	53	54

У таблиці 2.14 наведені теплофізичні параметри регенераційного повітря, теплонасосно-адсорбційної системи, на виході з адсорбційного ротора в залежності від параметрів свіжого повітря та температури регенераційного повітря на виході з ротора. Особливістю зміни теплофізичних параметрів відпрацьованого регенераційного повітря, в даній системі є той факт, що їх зміна відбувається плавно зі зміною параметрів свіжого повітря на вході в систему. Вологовміст регенераційного повітря приймався рівним 10 г/кг с.п., а температури змінювалась у діапазоні 50-100 $^\circ\text{C}$.

Таблиця 2.14 – Залежність температури та вологовмісту регенераційного повітря за реального процесу роботи теплонасосно-адсорбційної системи консервування після проходження через ротор, від температури регенераційного повітря та температури оточуючого середовища, при товщині ротора 200 мм

$t_3, ^\circ\text{C}$	Параметри регенераційного повітря, $^\circ\text{C}$	
	$d_4, \text{г/кг.с.п.}$	$t_4, ^\circ\text{C}$
50	14.11	35
55	15.18	37
60	16.27	38
65	17.36	40
70	18.45	42
75	19.53	43
80	20.59	45
85	21.61	47
90	22.56	49
95	23.29	51
100	24.03	54

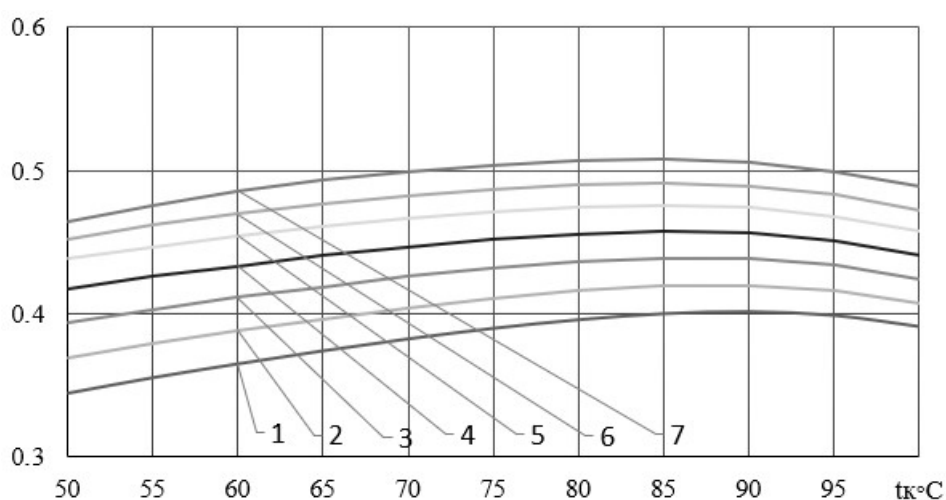
У таблиці 2.15 та на рисунку 2.14 наведено залежність реального коефіцієнта ефективності стандартної адсорбційної системи за товщини адсорбційного ротора 200мм в залежності від параметрів свіжого повітря та температури регенераційного повітря на виході з ротора.

Особливістю роботи системи є те, що максимальна ефективність досягається при температурах регенераційного повітря 85-90 $^\circ\text{C}$. Дана обставина обумовлена тим, що по-перше за високих температур регенераційного повітря збільшується передача теплоти між потоками повітря та по-друге досягається точка, коли затрати на видалення додаткової вологи з робочого повітря починають суттєво зростати та негативно впливати на ефективність роботи системи.

Вище приведені факти є однаковими, як для стандартної адсорбційної системи, так і для удосконаленої теплонасосно-адсорбційної системи і їх загальною рисою, що суттєво впливає на параметри роботи систем, та вносить свої невідомі у розрахунки.

Таблиця 2.15 – Залежність реального коефіцієнту ефективності стандартної адсорбційної системи консервування від температури регенераційного повітря та температури оточуючого середовища, при товщині ротора 200 мм

$t_3, ^\circ\text{C}$	Температура зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$						
	0	5	10	15	20	25	30
50	0.34439	0.36962	0.39431	0.4178	0.43834	0.45202	0.46397
55	0.35522	0.37942	0.40341	0.42612	0.4467	0.46225	0.47604
60	0.36484	0.38853	0.4114	0.43321	0.45448	0.46991	0.48612
65	0.37391	0.39672	0.41905	0.44092	0.46081	0.47719	0.49369
70	0.3822	0.40421	0.42603	0.44685	0.4666	0.48258	0.49969
75	0.38954	0.4108	0.43173	0.45199	0.47112	0.48715	0.5041
80	0.39548	0.416	0.43609	0.45576	0.47427	0.49023	0.50691
85	0.3997	0.41946	0.4387	0.45776	0.47561	0.49136	0.50767
90	0.40107	0.42001	0.43864	0.45667	0.47409	0.48947	0.50605
95	0.39847	0.41645	0.43402	0.45149	0.4683	0.48343	0.49957
100	0.39071	0.40784	0.42447	0.44118	0.45745	0.47205	0.48889



1- $t_0=0\text{ }^\circ\text{C}$, 2- $t_0=5\text{ }^\circ\text{C}$, 3- $t_0=10\text{ }^\circ\text{C}$, 4- $t_0=15\text{ }^\circ\text{C}$, 5- $t_0=20\text{ }^\circ\text{C}$, 6- $t_0=25\text{ }^\circ\text{C}$, 7- $t_0=30\text{ }^\circ\text{C}$

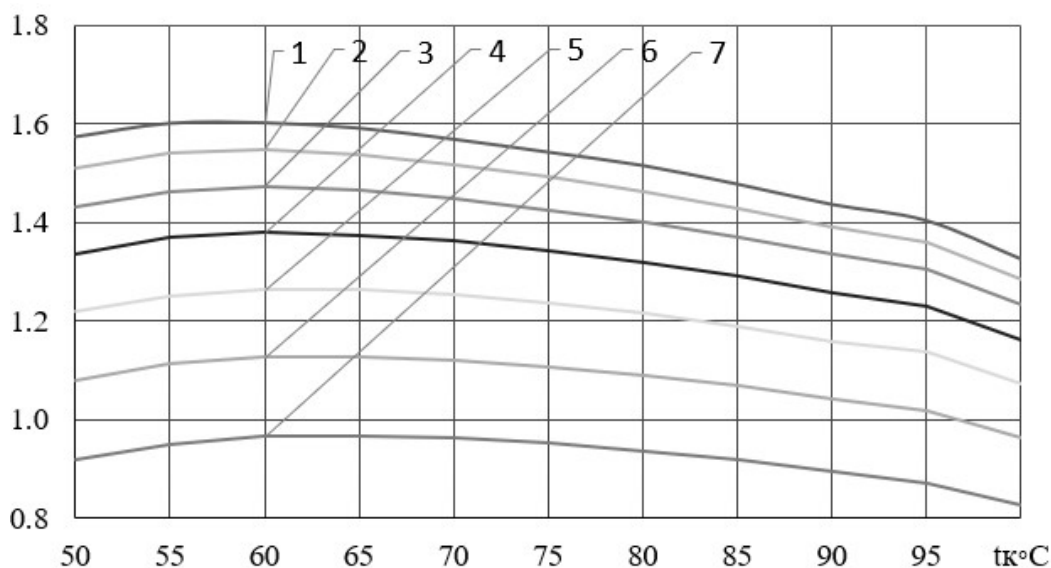
Рисунок 2.14 - Залежність реального коефіцієнта енергетичної ефективності η стандартної адсорбційної системи від температури свіжого повітря та температури регенераційного повітря після конденсатора, при товщині ротора 200 мм:

У таблиці 2.16 та на рисунку 2.15 наведено залежність реального коефіцієнта ефективності теплонасосно-адсорбційної системи за товщини адсорбційного ротора 200мм в залежності від параметрів свіжого повітря та температури регенераційного

повітря на виході з ротора. Особливістю роботи системи є те, що максимальна ефективність досягається при температурах регенераційного повітря 60-65⁰С. Дана обставина обумовлена тим, що по-перше за високих температур регенераційного повітря збільшується передача теплоти між потоками повітря та по-друге досягається точка, коли затрати на видалення додаткової вологи з робочого повітря починають суттєво зростати та негативно впливати на ефективність роботи системи, та найголовніше- при збільшенні температури регенераційного повітря на виході з конденсатора суттєво зменшується ефективність роботи теплонасосної установки. Всі попередньо зазначені фактори в сумі дають результат у вигляді різко спадаючого коефіцієнта ефективності при температурах регенераційного повітря вище за 65⁰С.

Таблиця 2.16 – Залежність реального коефіцієнту ефективності теплонасосно-адсорбційної системи консервування від температури регенераційного повітря та температури оточуючого середовища, при товщині ротора 200 мм.

$t_3, ^\circ\text{C}$	Температура зовнішнього повітря, $^\circ\text{C}$						
	0	5	10	15	20	25	30
50	1.57386	1.5109	1.4334	1.33691	1.21829	1.0786	0.91764
55	1.60108	1.53959	1.46358	1.36849	1.25087	1.11352	0.95118
60	1.602	1.54837	1.47381	1.38021	1.26393	1.12744	0.96611
65	1.59111	1.53902	1.46644	1.37505	1.26436	1.12893	0.96797
70	1.56868	1.51833	1.44802	1.36341	1.25466	1.12109	0.96274
75	1.54261	1.49372	1.42534	1.34291	1.23667	1.10797	0.95213
80	1.51562	1.46264	1.40113	1.3205	1.21633	1.08979	0.93713
85	1.47797	1.42936	1.36966	1.29127	1.18973	1.06831	0.91869
90	1.43689	1.39241	1.3344	1.25619	1.15913	1.04045	0.89486
95	1.40422	1.36096	1.30449	1.23013	1.13648	1.01935	0.87099
100	1.32657	1.28576	1.23246	1.16216	1.07348	0.96447	0.82712



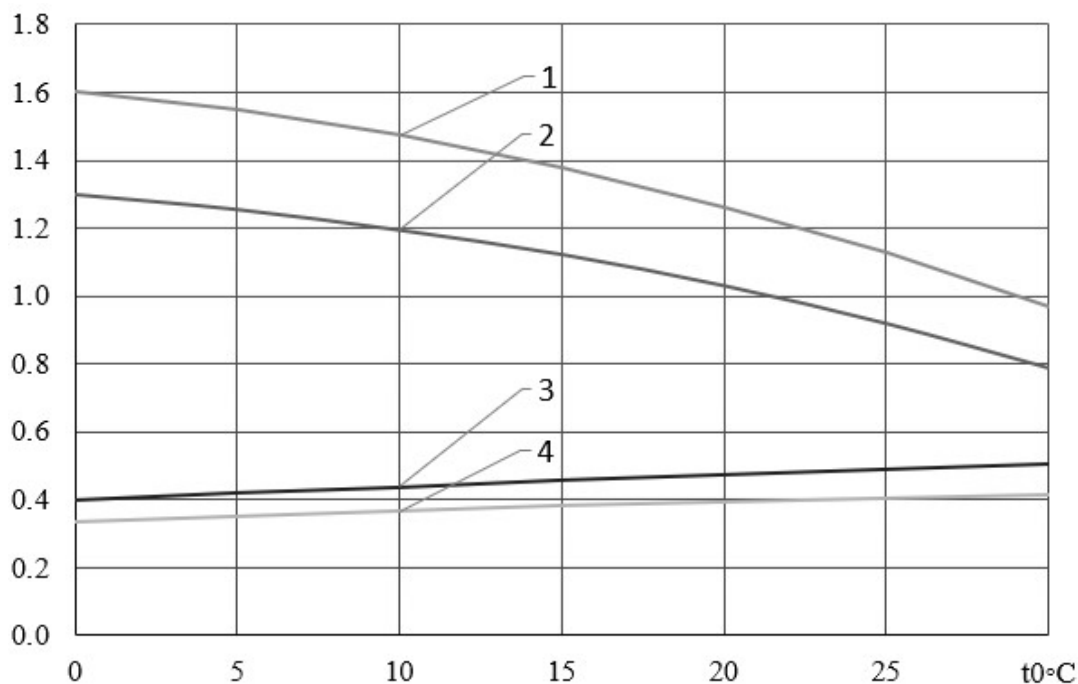
1- $t_0=0\text{ }^{\circ}\text{C}$, 2- $t_0=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, 3- $t_0=10\text{ }^{\circ}\text{C}$, 4- $t_0=15\text{ }^{\circ}\text{C}$, 5- $t_0=20\text{ }^{\circ}\text{C}$, 6- $t_0=25\text{ }^{\circ}\text{C}$, 7- $t_0=30\text{ }^{\circ}\text{C}$

Рисунок 2.15 - Залежність реального коефіцієнта енергетичної ефективності η теплонасосно-адсорбційної системи від температури свіжого повітря та температури регенераційного повітря після конденсатора, при товщині ротора 200 мм

На рисунку 2.16 приведено загальний графік порівняння оптимальних коефіцієнтів ефективності роботи стандартної адсорбційної системи та удосконаленої теплонасосно-адсорбційної системи за двох товщин ротора- 100 мм та 200 мм. З даного графіка видно, що на ефективність роботи систем суттєво впливають наступні чинники:

- * товщина ротора. Чим більша товщина ротора, тим ефективніше працюють системи як з теплонасосною установкою, так і без неї;

- * параметри свіжого повітря. Для теплонасосно-адсорбційної системи чим нижча температура свіжого повітря, тим вища ефективність, а для адсорбційної системи навпаки, чим вища температура свіжого повітря, тим вища ефективність. Даний факт обумовлений тим, що в стандартній системі нагрів відбувається за рахунок електричного калорифера, і чим вища температура на вході в нагрівач, тим менше необхідно витратити електричної енергії. В удосконаленій системі для нагріву регенераційного повітря використовується теплонасосна установка та камера змішування, при цьому для досягнення заданих параметрів регенераційного повітря необхідно не тільки нагрівати регенераційне повітря в конденсаторі, але і охолоджувати рециркуляційне повітря у випарнику.



1- ефективність з ТН, при товщині ротора 200 мм, 2- ефективність з ТН, при товщині ротора 100 мм, 3- ефективність без ТН, при товщині ротора 200 мм, , 3- ефективність без ТН, при товщині ротора 100 мм

Рисунок 2.16 - Порівняння оптимальної ефективності роботи теплонасосно-адсорбційної та стандартної адсорбційної систем консервування обладнання в залежності від температури регенераційного повітря та температури свіжого повітря та за різних товщин адсорбційного ротора

2.4 Висновки до розділу 2

Для всіх, вище проведених розрахунків, видно, що теплонасосно-адсорбційна схема консервування обладнання більш ефективною, дозволяє суттєво економити енергетичні ресурси. Особливостями роботи даної системи є те, що її ефективність зростає при зниженні температури свіжого повітря, дана обставина обумовлена тим, що при зниженні температури свіжого повітря, суттєво зменшується вологовміст даного повітря, що вимагає не такого глибокого переохолодження рециркуляційного повітря у випарнику. Дана особливість призводить до того, що зменшується різниця температур між температурою конденсації та температурою кипіння фреону у теплообмінниках.

Також виявлено, що енергетична ефективність стандартної системи на базі електричного нагрівача досягає максимуму при температурі регенераційного повітря 85-90°C, що свідчить про те, що перегрівати регенеративне повітря вище даних температур небажано, оскільки ефективність використання витрачених енергоносії знижується.

Теплонасосно-адсорбційна система найбільш ефективно працює при температурах регенеративного повітря близько 65°C . Отриманий оптимальний температурний рівень складається з ефективності роботи адсорбційного ротора та ефективності роботи теплонасосної установки, що в сукупності дало комплексний ефект у багаторазовому збільшенні ефективності роботи системи. В порівнянні зі стандартною адсорбційною системою.

Слід зазначити, що при зменшенні температури регенеративного повітря знижується і поглинаюча потужність обладнання. Дана обставина змушує при використанні теплонасосно-адсорбційної системи збільшувати витрату повітря, яка задіяна в осушенні робочого тракту обладнання.

3 ПРИКЛАД КОНСЕРВУВННЯ РЕАЛЬНОГО ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБ'ЄКТА ІЗ ЗАСТОСУВННЯ АДСОРБЦІЙНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ

Зважаючи на отримані результати порівняння стандартної адсорбційної та теплонасосно-адсорбційної схем у попередньому розділі, приклад консервування реального енергетичного об'єкта наводиться із застосуванням теплонасосно-адсорбційної схеми консервування з використанням теплоти відпрацьованого регенераційного повітря.

Для оцінки ефективності даної схеми в порівнянні з базовою, тобто без утилізації теплоти відпрацьованого регенераційного повітря, було розглянуто реальний об'єкт, який являє собою котельний агрегат, який виводиться в резерв. Були проведені розрахунки затрат зовнішньої енергії, необхідної кількості обладнання як для базової схеми, так і для схеми з теплонасосною установкою.

3.1 Характеристика об'єкта

Зміївська теплова електрична станція (рисунок 3.1)- це одне з п'яти найбільших енергетичних підприємств України. Розташована неподалік м. Харкова в селищі Слобожанське. З 1995 р. Зміївська ТЕС входить до складу ПАТ "Центренерго" як відокремлений підрозділ.

Основним продуктом діяльності теплової електричної станції є електрична енергія, що відпускається в мережу по лініях 110 кВ та 330 кВ та централізоване теплопостачання, водопостачання селища Слобожанське та прилеглих промислових підприємств.

Проектна електрична потужність станції становить 2 400 МВт. На сьогоднішній момент встановлена електрична потужність складає 2 265 МВт. Існуючі енергоблоки розраховані на потужність від 175 до 325 МВт, загальна теплова потужність станції складає 400МВт.



Рисунок 3.1 - Зміївська електрична станція та один з її ставків охолоджувачів

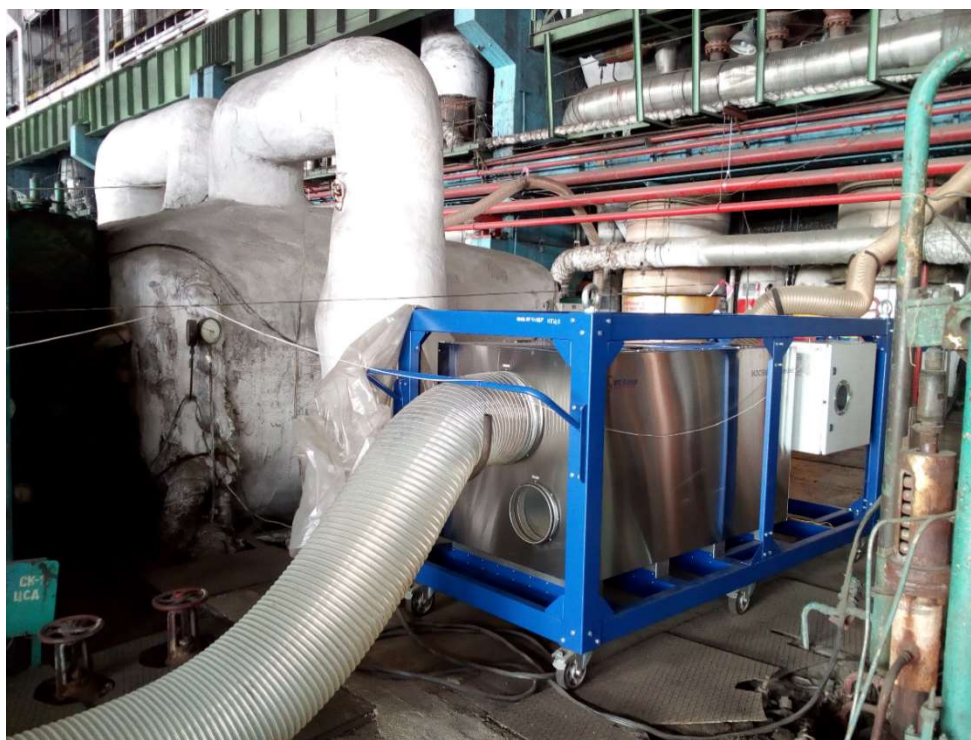


Рисунок 3.2 – Стандартна адсорбційна система консервування енергетичного обладнання, встановлена на 8 енергоблоці Зміївської ТЕЦ, на котлі ТПП-210А

На сьогоднішній момент на даній ТЕЦ в роботі знаходяться 3 енергоблоки та 1 в маневровому режимі із 10 встановлених, отже у законсервованому стані знаходяться 6

енергоблоків, що потребує високих витрат на підтримання обладнання у робочому стані та захист його від корозії.

На рисунку 3.2 представлено стандартну адсорбційну систему консервування енергетичного обладнання, встановлену на котельний агрегат ТПП-210А. Система забезпечує повне осушення котла за 14 діб, а далі підтримує відносну вологість повітря на рівні нижче 35%, що забезпечує високий рівень захисту металевих поверхонь від дії корозії та забезпечує довготривале збереження обладнання.

3.2 Результати розрахунків осушення котлового агрегату

Консервуванню підлягає котел марки ТПП-210А, а саме наступні теплообміни поверхні: труби топкової камери, ширмові пароперегрівачі, конвективний пароперегрівач надкритичного тиску та водяний економайзер. Відповідно до [16] у таблиці 3.1 представлені необхідні параметри котлового агрегату.

Таблиця 3.1 - Характеристика теплообмінних поверхонь котла ТПП-210А

Поверхня теплообміну екранних труб токової камери	2706 м ²
Поверхня теплообміну ширмових пароперегрівачів	932 м ²
Поверхня теплообміну конвективного пароперегрівача	1140 м ²
Поверхня теплообміну економайзера	3176 м ²

Таблиця 3.2 - Конструктивні характеристики труб теплообмінних поверхонь котла ТПП-210А

Екранні труби токової камери	32x6 мм
Труби ширмових пароперегрівачів	32x6 мм
Труби конвективного пароперегрівача	42x3,5 мм
Труби економайзера	32x6 мм

Вище приведена зовнішня поверхня труб, але консервуванню підлягає внутрішня поверхня труб, тому виходячи із даних [16] у таблиці 3.2 наведені параметри труб які використані у нашому котлі.

Далі будуть проведені розрахунки наявної у котлі вологи, необхідна швидкість осушення котла та об'ємна витрата осушуючого повітря.

Визначимо внутрішню поверхню труб, використавши наступну залежність

$$F_{\text{в}} = \frac{\pi D_{\text{вн}} l}{\pi D_{\text{зл}}} F_{\text{з}}, \quad (3.1)$$

де $F_{\text{в}}$ - внутрішня площа поверхні труб, м^2 ;

$D_{\text{вн}}$ - внутрішній діаметр труб, мм;

$D_{\text{з}}$ - зовнішній діаметр труб, мм;

l - довжинв труб, м;

$F_{\text{з}}$ - зовнішня площа поверхні труб, м^2 .

Після перетворення отримаємо

$$F_{\text{в}} = \frac{D_{\text{вн}}}{D_{\text{з}}} F_{\text{з}}. \quad (3.2)$$

Підставимо відповідні значення теплообмінних поверхонь та отримаємо

$$F_{\text{т}} = \frac{20}{32} 2706 = 1691,3 \text{ м}^2,$$

де $F_{\text{т}}$ - площа топки яка підлягає консервуванню, м^2 .

$$F_{\text{шп}} = \frac{20}{32} 3932 = 582,5 \text{ м}^2, \quad (3.3)$$

де $F_{\text{шп}}$ - площа ширмового пароперегрівача яка підлягає консервуванню, м^2 .

$$F_{\text{кп}} = \frac{35}{42} 1140 = 950 \text{ м}^2,$$

де $F_{\text{кп}}$ - площа конвективного пароперегрівача яка підлягає консервуванню, м^2 .

$$F_{\text{ве}} = \frac{20}{32} 3176 = 1985 \text{ м}^2,$$

де $F_{\text{ве}}$ - площа водяного економайзера яка підлягає консервуванню, м^2 .

Отже із вище проведених розрахунків та отриманих числових значень, визначаємо загальну площу металевих конструкцій яка підлягає консервуванню

$$F_{\text{конс}} = F_{\text{т}} + F_{\text{шп}} + F_{\text{кп}} + F_{\text{ве}}, \quad (3.4)$$

де $F_{\text{конс}}$ - теплообмінна поверхня котла, яка піддається консервуванню.

$$F_{\text{конс}} = 1691,3 + 582,5 + 950 + 1985 = 5208,8 \text{ м}^2$$

Відповідно сумарна поверхня котлового агрегату, яка підлягає консервуванню становить $5208,8 \text{ м}^2$.

Після завершення всіх заходів з виведення котлового агрегату з робочого режиму, теплообмінна поверхня, яка піддається консервуванню вільна від більшої частини води. Однак поверхня котла вкрита плівкою вологи, яка не видалилась, тому необхідно провести заходи з видалення вологи з робочого об'єму. Відповідно до експериментальних даних та досвіду, отриманого при консервуванні енергетичного обладнання за кордоном, середня висота плівки вологи по всій площі агрегату становить близько 1 мм, тому взявши цей факту до уваги, будемо визначати кількість наявної в котловому агрегаті залишкової вологи.

$$V_{\text{вод}} = F_{\text{конс}} \cdot \delta, \quad (3.5)$$

де $V_{\text{вод}}$ - об'єм вологи, що залишився у котловому агрегаті;

δ - висота плівки рідини, що залишилась на теплообмінних поверхнях.

$$V_{\text{вод}} = 5208,8 \cdot 0,001 = 5,21 \text{ м}^3.$$

Отже, кількість вологи, що залишилась у котловому агрегаті відповідає 5,21 м³.
Виходячи з цього, обрахуємо масу вологи, яку необхідно видалити

$$M = V_{\text{вод}} \cdot \rho_{\text{вод}} \quad (3.6)$$

де M - маса вологи, яка підлягає видаленню;
 $\rho_{\text{вод}}$ - густина води.

$$M = 5,21 \cdot 1000 = 5210 \text{ кг}.$$

Відповідно, за період виведення котлового агрегату в режим консервації необхідно видалити 5210 кг води.

Енергетичним підприємством поставлене завдання, у відповідності до сучасних норм консервування [17,18] РД 34.20.591-97, необхідно щоб термін осушення робочого тракту не перевищував 14 діб. Виходячи з поставленого завдання, на осушення тракту маємо 336 годин, отже необхідна осушуюча здатність має становити

$$\tau = n \cdot t, \quad (3.7)$$

де τ - час у годинах, за який необхідно висушити котел;
 $n=14$ діб- нормативний час виведення у консервацію, діб;
 $t=24$ год- кількість годин у добі.

$$\tau = 14 \cdot 24 = 336 \text{ год}.$$

Для правильного підбору обладнання, необхідно визначити середню швидкість видалення вологи з консервованого об'єму котла

$$m = \frac{M}{\tau}, \quad (3.8)$$

де m - середньо годинна видалення вологи.

$$m = \frac{5210}{336} = 15,506 \text{ кг/год.}$$

Отже, для повного осушення робочого тракту котлового агрегату, за заданий час-14 днів, необхідно забезпечити середню швидкість видалення вологи на рівні 15,6 кг/год.

Відповідно до експериментальних даних та досвіду, сухе повітря, що проходить через робочий тракт котла, зволожується на величину 3,2 г/кг с.пов., тобто необхідна витрата повітря становить

$$V_{\text{пов}} = m / (\rho_{\text{пов}} \cdot \Delta d), \quad (3.9)$$

де $V_{\text{пов}}$ -розрахункова витрата сухого повітря, необхідна для осушення котла;
 $\rho_{\text{пов}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$ - густина робочого повітря за нормальних умов;
 $\Delta d = 0,0032 \frac{\text{кг}}{\text{кгс.пов.}}$ - насичення повітря вологою, при проходженні через робочий тракт котла.

$$V_{\text{пов}} = \frac{15,506}{1,2 \cdot 0,0032} = 4038 \text{ нм}^3/\text{год.} \quad (3.10)$$

Оскільки, з осушенням котла, та зменшенням наявної в робочому тракті вологи знижується аеродинамічний опір, то реальна витрата повітря буде коливатись в межах від 3500 нм³/год, на початку процесу консервування до 4500 нм³/год, ближче до кінця осушення котла.

3.3 Вибір адсорбційного осушувача

Виходячи із вище наведених даних та розрахунків, маємо достатньо інформації для правильного підбору основного обладнання.

Відповідно до поставлених вимог обираємо адсорбційний осушувач MDC 4000 виробника Desiccant Technologies Group, технічні характеристики обраного адсорбційного осушувача повітря наведені у таблиці 3.3. Даний промисловий осушувач здатний забезпечити достатній потік осушеного повітря. Для забезпечення регенерації адсорбційного ротора, використовується нагрітий потік повітря величиною 1000-1500 нм³/год.

Для забезпечення достатнього нагріву регенераційного повітря використані електричні нагрівачі, тепловою потужністю 30 кВт.

Таблиця 3.3 – Технічні параметри промислового адсорбційного осушувача повітря MDC 4000 виробник Desiccant Technologies Group

Назва технічної характеристики	Одиниця	Величина
Номінальна витрата	м ³ /год	3000- 4500
Статичний тиск	Па	260
Характеристики повітря регенерації		
Номінальна витрата	м ³ /год	1000-1500
Статичний тиск	Па	280
Загальні характеристики		
Енергоспоживання (3х400В, 50 Гц)	кВт	35
Потужність електричних нагрівачів	кВт	30
Вологоз'єм (при 20°C, 60%RH)	кг/г	
Вага	кг	540
Розміри адсорбційного ротора	мм	850x200

Основним параметром, який впливає на процес консервування енергетичного обладнання є величина видалення адсорбційним ротором вологи з повітря, тобто зменшення вологовмісту повітря, а виходячи із наведених вище розрахунків видно, що потрібно зменшувати вологовміст повітря на 3,2 г/кг с.п. Розглянемо два випадки:

*розрахунок енергетичного споживання енергії стандартною адсорбційною системою консервування;

*розрахунок енергетичного споживання енергії теплонасосно-адсорбційною системою консервування.

Розрахунки будуть проводитись за параметрів повітря в цеховій зоні рівними 20⁰С та 50% відносної вологості, параметри робочого повітря перед ротором 20⁰С, 40% відносної вологості.

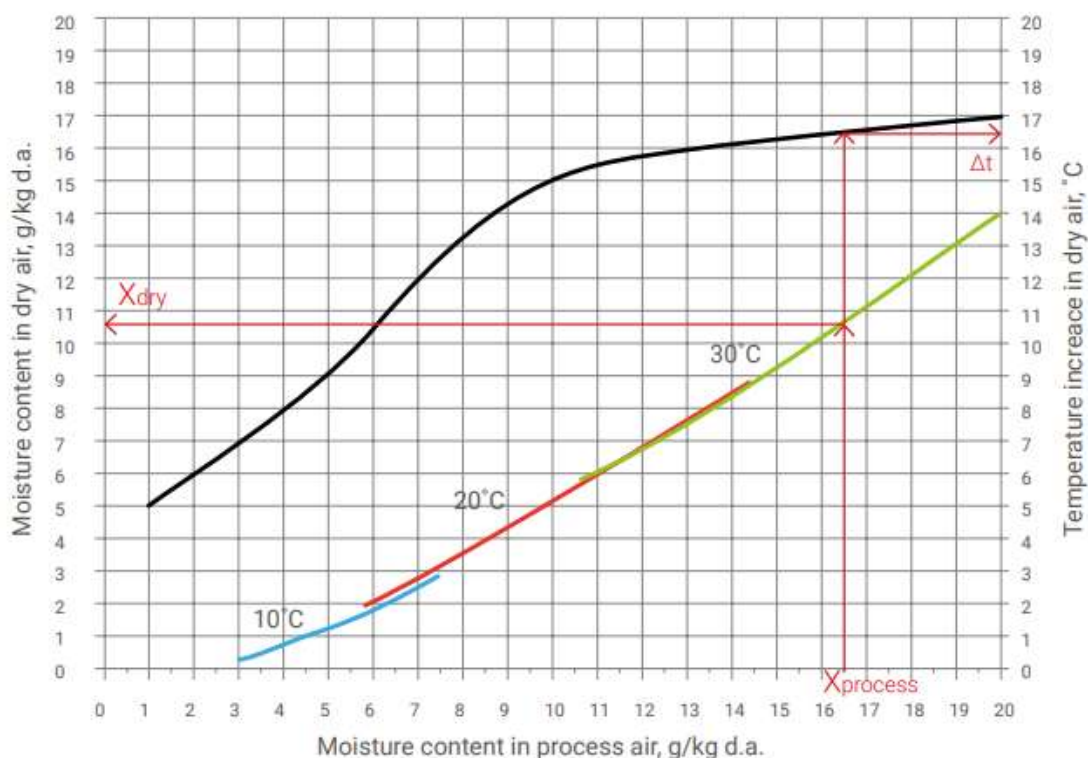


Рисунок 3.2 – Стандартна номограма потужності осушення осушувача MDC4000

3.4 Тепловий розрахунок адсорбційної системи консервування

Виходячи із розрахунків, приведених у 2 розділі, а саме дані приведені у таблицях 2.12, 2.13, 2.14, 2.15, 2.16, можемо розрахувати необхідну електричну потужність двох систем, та в подальшому порівняти результати.

Виходячи із приведених даних у таблицях 2 розділу, та на основі математичних залежностей 2-го розділу, маємо наступні основні параметри роботи стандартної адсорбційної системи та теплонасосно-адсорбційної системи, приведені в таблиці 3.4.

Виходячи з приведених в таблиці 3.4 даних можемо зробити висновок, що ефективність теплонасосно-адсорбційної схеми, в порівнянні зі стандартною адсорбційною схемою, більше в 2,6 разів.

В таблиці 3.4 приведені всі параметри роботи систем з приведенням всіх теплофізичних параметрів роботи, при цьому для теплонасосно-адсорбційної системи вказані параметри повітря, при проходженні через випарник та камеру змішування. Крім

всього також вказаний коефіцієнт рециркуляції, яким є необхідним для розрахунку та підбору теплообмінників та компресора.

Таблиця 3.4 - Основні параметри роботи теплонасосно-адсорбційної системи та стандартної адсорбційної системи

Параметр	Одиниця	Стандартна схема	Теплонасосно- адсорбційна схема
t_3	°C	77,23	75,33
t_4	°C	49	43
d_3	г/кг с.п.	7,3	10
d_4	г/кг с.п.	16,9	19,6
t_1	°C	20	20
d_1	г/кг с.п.	5,8	5,8
t_2	°C	32	31
d_2	г/кг с.п.	2,6	2,6
K	Од.	-	0.637
t_v	°C	-	17,23
t_c	°C	-	18,2
d_v	г/кг с.п.	-	12,35
d_c	г/кг с.п.	-	10
η	од	0,4729	1,2353

Виходячи із температур, приведених у таблиці 3.4 можемо розрахувати необхідні кількості теплоти на нагрів повітря за допомогою наступної формули

$$Q = h \cdot l, \quad (3.11)$$

де Q - необхідна потужність, для нагріву повітря, кВт;

h - ентальпія вологого повітря кДж/кг с.п.;

l - витрата повітря в кг с.п./с (для наших розрахунків 1400 м3/год, або 0,467 кг с.п./с);

При цьому:

$$h = 1,005 \cdot t + \frac{d}{1000} \cdot (2500 + 1.8 \cdot t), \quad (3.12)$$

де t - температура повітря, °С;

d - вологовміст повітря, г/кг с.п.

Використавши дані з таблиці 3.4 та формули 3.18 та 3.19 отримаємо наступні результати, які приведені у таблиці 3.5

Таблиця 3.5 Необхідні теплові потужності, які необхідні для нагріву або охолодження регенераційного повітря при роботі систем

Параметр	Одиниця	Електрична потужність калорифера адсорбційної системи	Електрична потужність компресора теплонасосно-адсорбційної системи
Q	кВт	27,23	13,88

Виходячи із приведених вище параметрів роботи систем видно, що реальна ефективність роботи теплонасосно-адсорбційної системи вище ніж ефективність стандартної адсорбційної системи майже в 2 рази.

3.5 Розрахунок та підбір теплонасосного обладнання

Виходячи із приведених вище даних можемо підібрати компоненти теплонасосної установки. При цьому ми будемо використовувати приведені дані в таблицях 3.4 та 3.5, які будуть використовуватись в подальшому підборі.

Для підбору компресора використаємо параметри регенераційного повітря на виході з випарника та перед подачею в адсорбційний ротор, а також той факт, що необхідно створити температурний перепад між повітрям на виході з теплообмінника та температурою кипіння фреону складає 10 °С, температура між повітрям на вході в ротор та температурою конденсації фреону складає також 10 °С.

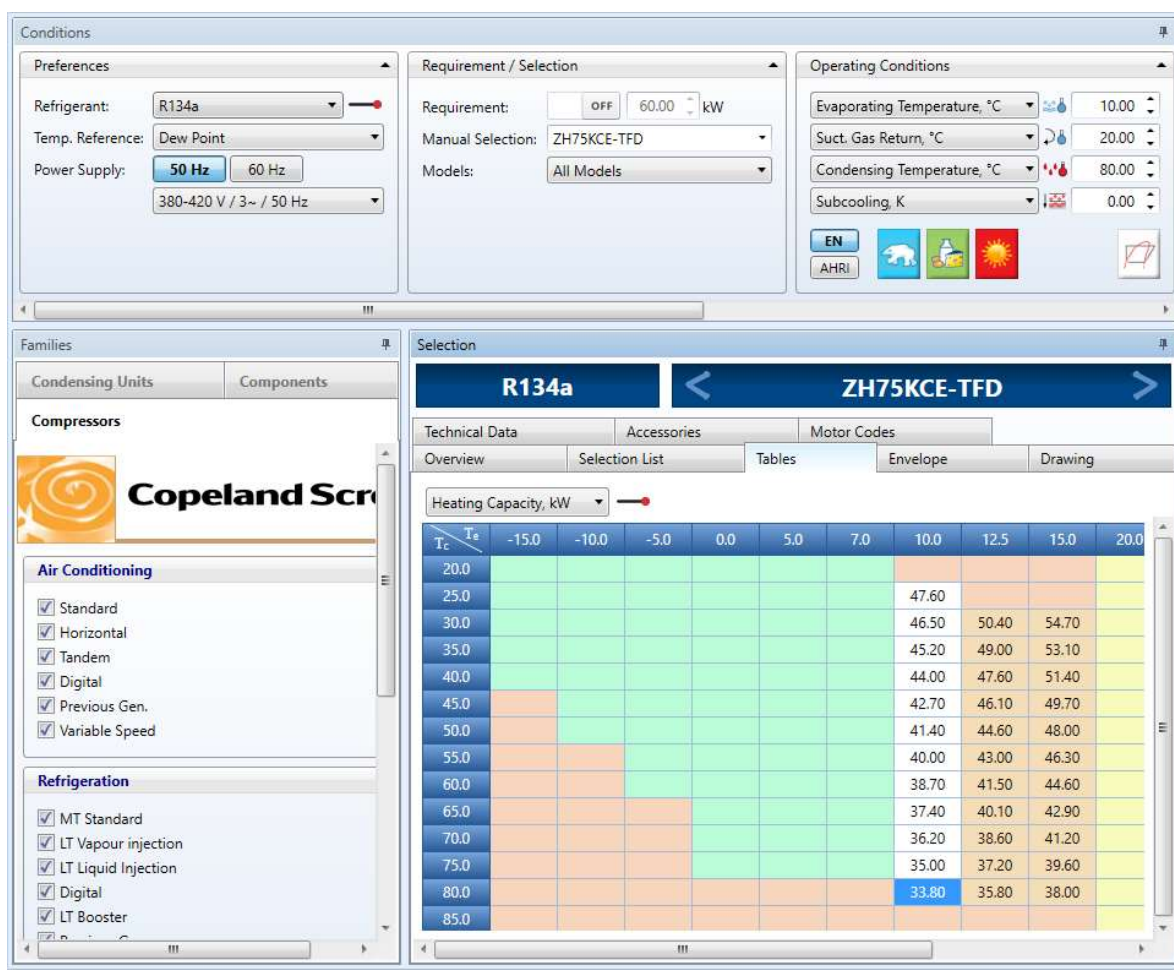


Рисунок 3.3 - Скріншот з програмного забезпечення по підбору компресорів Copland, які працюють на фреоні R134a

Взявши на озброєння необхідну теплову потужність теплонасосної установки та температури кипіння і конденсації фреону можемо підібрати компресор, використовуючи спеціальне програмне забезпечення Selection 8.

На рисунку 3.3 представлений скріншот з програмного забезпечення по підбору компресорів Copland [19], які працюють на R134a фреоні та можуть досягати температур конденсації 80-85⁰C, що якраз відповідає нашим задачам. Обраний компресор ZH-75KCE-TFD, представлений на рисунку 3.4, видає 33.8 кВт тепла при температурах рівнях 10⁰C кипіння фреону та 80⁰C конденсації фреону, що при інтерполяції даних відповідає 29,6 кВт при температурах 10⁰C кипіння фреону та 80⁰C конденсації фреону.



Рисунок 3.4 - Компресор ZH-75KCE-TFD, який працює на фреоні R134a

До основного обладнання, окрім компресора, також входять випарник та конденсатор теплонасосної установки, при цьому, при виборі теплообмінників братися параметри повітря, представлених вище. Підбори теплообмінників були проведені в спеціалізованій програмі підбору італійських теплообмінників DBMCoils [20].

EXTERNAL FLUID: Air

Ambient pressure	mmHg	760			
Capacity	kW	27.39			
Gas quantity	Sm³/h	1400			
Air treated weight	kg/h	1686	Sensible heat factor		1.00
Inlet temperature	°C	18.20	Condensed water	kg/h	0.00
Absolute humidity	g/kg	10.00	Actual velocity	m/s	1.64
Outlet temperature	°C	75.00	Pressure drop	Pa	40
Outlet absolute humidity	g/kg	10.01			

INTERNAL FLUID: R134a

Condensing pressure	bar(a)	29.25	Condensing temperature	°C	85.00
Superheating	°C	0.00	Subcooling	°C	0.00
Liquid weight	kg/h	1005	Outlet temperature	°C	84.62
Pressure drop	bar	0.13	Pressure drop	°C	0.21
Vapour velocity inside tubes	m/s	2.76			

N°1 Coil Fe-Al-FeZn P60COND 6R-8T-500A-2.0pa 4C 1 1/4" 3/4"**TECHNICAL FEATURES**

Tubes	Fe	16.45 x 1.50	mm	Weight	46 Kg
Fins	Al	0.20	mm	Internal volume	6 dm ³
Frame	FeZn	2.00 / 2.00	mm	Total exchange surface	39.09 m ²
Manifolds material	Fe			PED 2014/68/UE Cat.	Class I
				Maximum allowable press	42.0 bar
				Min/Max allowable temp	-10/80 °C

ACCESSORIES

Standard calculation tolerance - Counterflow

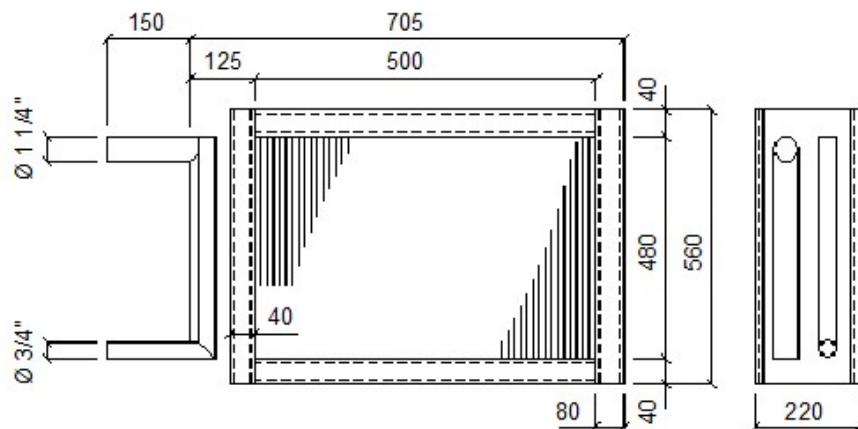


Рисунок 3.5 - Скріншот підбору конденсатора теплонасосної установки у програмі підбору теплообмінників італійського виробника DBMCoils

EXTERNAL FLUID: Air

Ambient pressure	mmHg	760		
Capacity	kW	13.87		
Gas quantity	Sm ³ /h	892		
Air treated weight	kg/h	1074	Sensible heat factor	0.57
Inlet temperature	°C	43.00	Condensed water	kg/h 8.30
Absolute humidity	g/kg	19.60	Actual velocity	m/s 1.15
Outlet temperature	°C	17.20	Pressure drop	Pa 35+2
Outlet absolute humidity	g/kg	11.88	Dry fin pressure drop	Pa 12

INTERNAL FLUID: R134a

Evaporating pressure	bar(a)	3.75	Evaporating temperature	°C	7.00
Condensing pressure	bar(a)	29.25	Liquid temperature	°C	85.00
Superheating	°C	5.00	Subcooling	°C	2.00
Liquid weight	kg/h	747	Pressure drop	bar	0.43
Distributor diameter	mm	22.00	Distributors pressure drop	bar	0.47
Capillars Ø 6 lenght 550 mm			Capillars pressure drop	bar	1.69

N°1 Coil Cu-Al-FeZn P3012ED 4R-16T-500A-2.0pa 8C 35 mm**TECHNICAL FEATURES**

Tubes Cu	12.45 x 0.60	mm	Weight	39 Kg
Fins Al	0.11	mm	Internal volume	5 dm3
Frame FeZn	1.50 / 1.50	mm	Total exchange surface	22.18 m2
Manifolds material Cu R			PED 2014/68/UE Cat.	Class I
			Maximum allowable press	42.0 bar
Reinforced manifolds			Min/Max allowable tem	-20/80 °C

ACCESSORIES

Plastic eliminator.
Sloped tray Inox304

Standard calculation tolerance - Counterflow

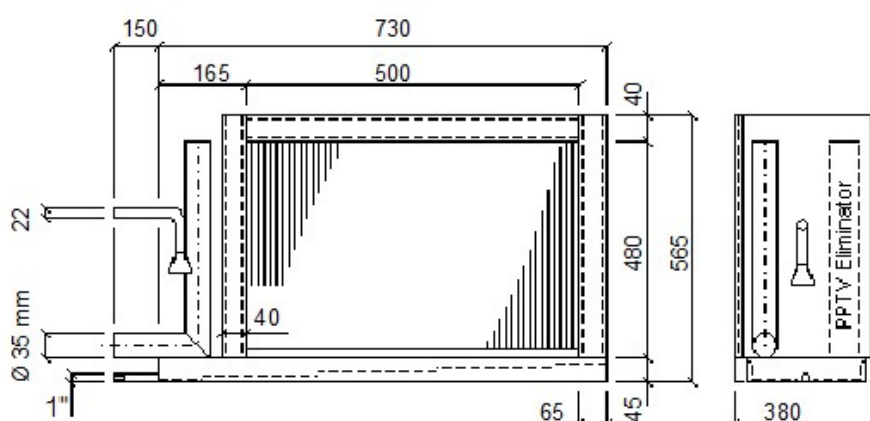


Рисунок 3.6 - Скріншот підбору випарника теплонасосної установки у програмі підбору теплообмінників італійського виробника DBMCoils

На рисунках 3.5 та 3.6 представлені скріншоти підборів випарника та конденсатора теплонасосної установки. При підборі теплообмінників використовувались теплофізичні параметри регенераційного повітря в певних точках при роботі теплонасосно-адсорбційної системи. Крім теплофізичних параметрів також брались до уваги обмежуючі фактори у вигляді низького аеродинамічного супротиву теплообмінників, а також обмеження в габаритних розмірах теплообмінників.

Додаткові комплектуючі такі як капілярні трубки, терморегулюючі клапана та системи автоматики беруться відомих виробників, таких як Termokey, Danfoss та інші.

3.6 Висновки до розділу 3

Відповідно до приведених вище даних, були проведені роботи з теплових розрахунків стандартної адсорбційної та удосконаленої теплонасосно-адсорбційної систем. Виходячи із розрахунків реальної ефективності систем та розрахунку необхідної енергії на нагрів регенераційного повітря, для забезпечення процесу осушення повітря, яке б відповідало поставленій задачі у осушенні повітря для консервування енергетичного обладнання.

Підбір адсорбційного осушувача була проведена на підставі розрахунку осушення котлового агрегату ТПП 210А, як об'єкта який піддається консервуванню. При цьому підібраний осушувач повинен бути здатним осушувати 4200 м³/год повітря.

Проведені підбори компресора та теплообмінників, як основних комплектуючих теплонасосної установки теплонасосно-адсорбційної системи.

Підбір компресора був проведений у спеціальній програмі підбору компресорів Select 8, компанії, яка виробляє компресора Copland. Дані компресора вибрані по тій причині, що можуть працювати на фреоні R134a, при температурах конденсації фреона до 85⁰С, що є необхідним для нормальної роботи адсорбційного ротора та системи в цілому.

Підбір теплообмінного обладнання було проведено в спеціалізованій програмі італійського виробника DMScoil. При підборі теплообмінників були враховані теплофізичні параметри повітря, аеродинамічні параметри роботи системи та геометричні обмеження теплообмінника. Випарник та конденсатор підібрані у відповідності до потреб технології роботи теплонасосно-адсорбційної системи.

4 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ТЕПЛООБМІННИКА ЗА ДОПОМОГОЮ SOLIDWORKS

4.1 Створення моделі теплообмінника

В даному розділі представлено створення фреонового випарника, призначеного для охолодження повітря. На рисунку 4.1.



Рисунок 4.1 – Трубчато-пластинчатий випарник, призначений для охолодження повітря в кліматичних системах, виробник DBMCoils

Процес розробки даного проекту буде проходити в наступній послідовності:

- 1 Розробка геометричної моделі експериментальної установки: трубно-пластинчатий теплообмінник, трубки та пластини виготовлені з міді, всередині трубок кипить фреон, ззовні трубок, та між пластинами рухається повітря та охолоджується.

2 Проведення експериментів з дослідження температурного графіку зміни температури повітря в перерізі випарника та розподілу швидкості повітря при проходженні через випарник.

Так як даний теплообмінник може застосовуватись в різних галузях та при різних режимах роботи, при проектуванні необхідно задаватися певними технічними параметрами.

В пакеті Solidworks була спроектована конструкція трубчато-пластинчатого повітряного випарника з використанням реальних фізичних властивостей матеріалів, було проведено дослідження температурних та швидкісних характеристик омивання повітрям теплообмінника, при одночасному охолодженні повітря.

3D модель будувалась з дотриманням реальних габаритних розмірів та максимально детального представлення усіх елементів та частин. Для проведення теплофізичного розрахунку використовувались реальні параметри матеріалів з яких побудована конструкція та спрощені параметри повітря, а саме не включені умови при яких конденсується волога з повітря. Дане спрощення прийняте з ціллю спрощення процесу моделювання.

Дана модель побудована таким чином, щоб можна було максимально точно зобразити параметри роботи даного випарника.

Вихідні дані:

- 1) Температура кипіння фреону R134a складає $+7^{\circ}\text{C}$;
- 2) Швидкість руху повітря на вході в теплообмінник 1.5 м/с;
- 3) Температуру повітря на вході в теплообмінник $+30^{\circ}\text{C}$;
- 4) трубки та пластини теплообмінника виконані з міді;
- 5) вологість повітря прийнята 0%.

На рисунку 4.2 зображене створення трубчато-пластинчатого повітряного випарника, створені трубочки, розмножені та створена перша пластина теплообмінника, додаються пластини для створення повноцінної моделі. Товщина трубок складає 12 мм, при товщині стінки 1 мм, що є достатнім для нормальної роботи випарника при протіканні через нього рідкого фреону. Товщина мідних пластин взята 0,7 мм, при відстані між пластинами 2 мм. Дані параметри теплообмінника використовують італійські та турецькі виробники теплообмінників. Дані країни є передовими у виробництві теплообмінників та поставляють свою продукцію в більшість країн, які є виробниками кліматичного обладнання. При використанні трубчато-пластинчатих теплообмінників досягається

оптимальне відношення між ціною теплообмінника та отриманим результатом- ефективною передачею теплоти при мінімальному температурному напорі.

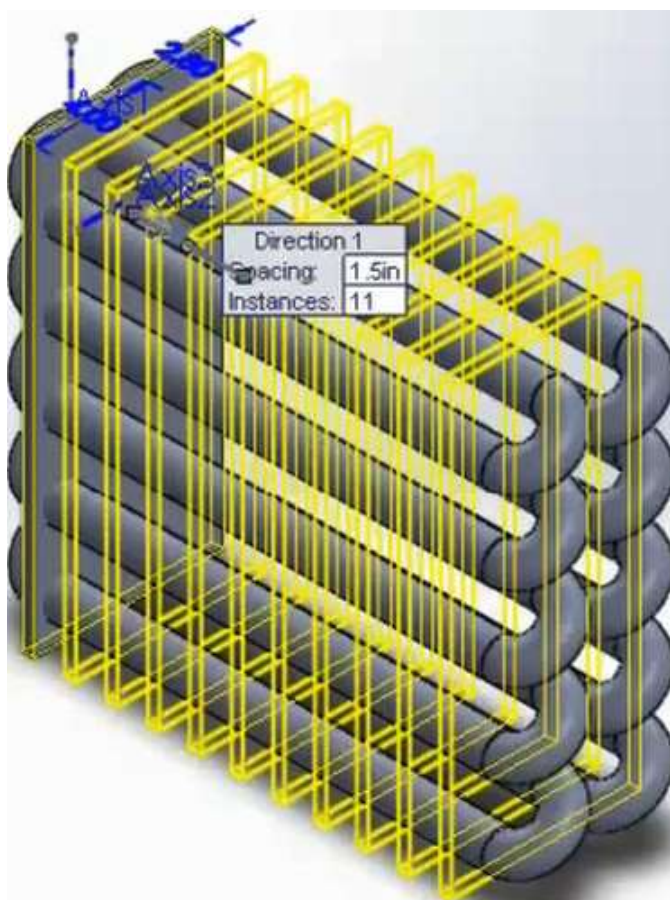


Рисунок 4.2 – Створення моделі трубчато-пластинчатого повітряного випарника.

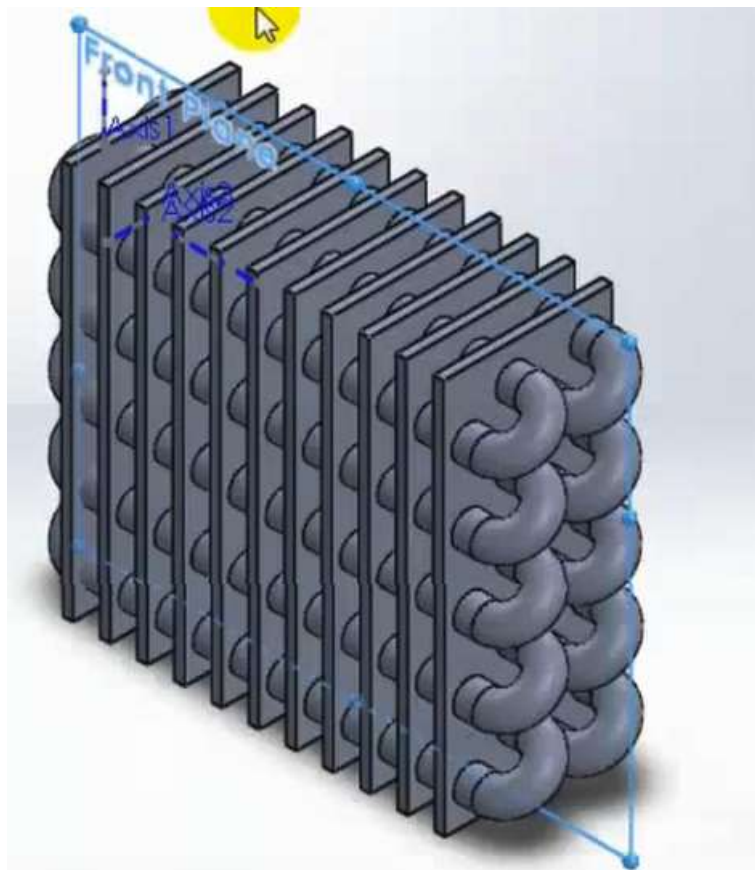


Рисунок 4.3 – Готова модель трубчато-пластинчатого повітряного випарника.

В приведеному випадку представлено теплообмінник, який призначений для охолодження регенераційного повітря після проходження через ротор та випаровування вологи з даного ротора. Висока рядність теплообмінника взята для того, щоб мати достатню охолоджуючу потужність.

На рисунку 4.3 зображена готова модель теплообмінника, яка буде використовуватись у подальшому дослідженні роботи теплообмінника на охолодження повітря, за рахунок кипіння фреону.

На рисунку 4.4 зображений розріз випарника по осі, в даному перерізі і буде проводитись симуляція теплообміну. Представлений розріз таким чином, щоб було видно простір між пластинами, де буде проходити повітряний потік.

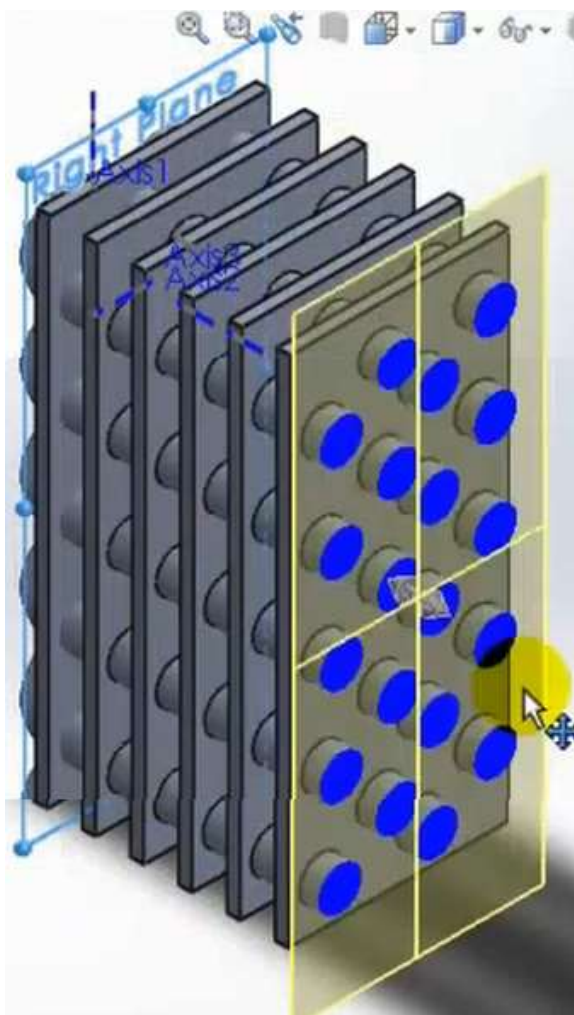


Рисунок 4.4 – Розріз випарника.

4.2 Дослідження розподілу швидкості та температур в перерізі теплообмінника

Для подальшого дослідження роботи теплообмінника приймемо вище приведені параметри, при цьому дослідженню буде піддано розподіл швидкості в перерізі теплообмінника та розподіл зміни температур повітря, при проходженні через теплообмінник.

На рисунку 4.4 зображений розподіл швидкості повітря в перерізі повітряного випарника, рух повітря організований з ліва на право, задана швидкість повітря перед входом в теплообмінник 1.5 м/с

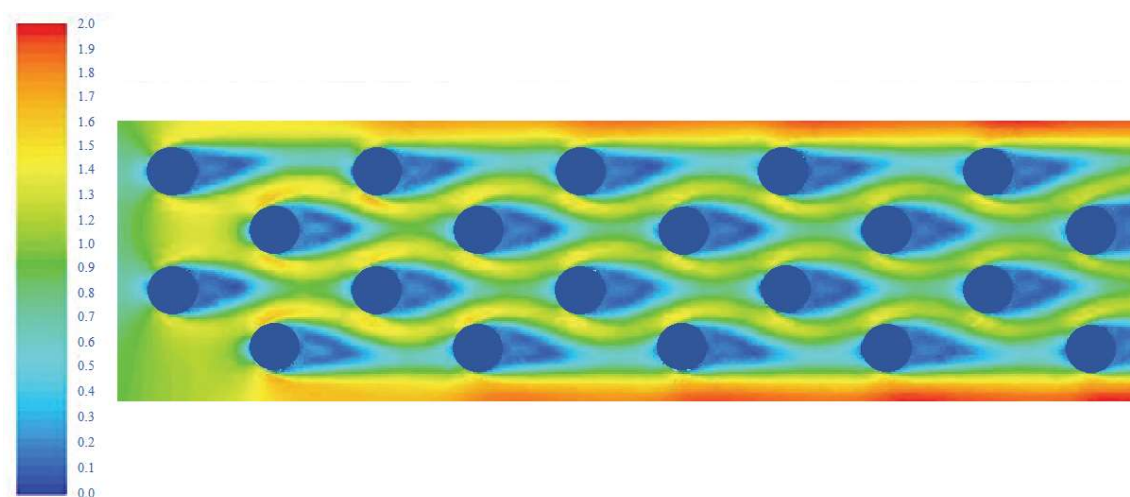


Рисунок 4.4 – Розподіл швидкості руху повітря в перерізі випарника (рух повітря з ліва на право)

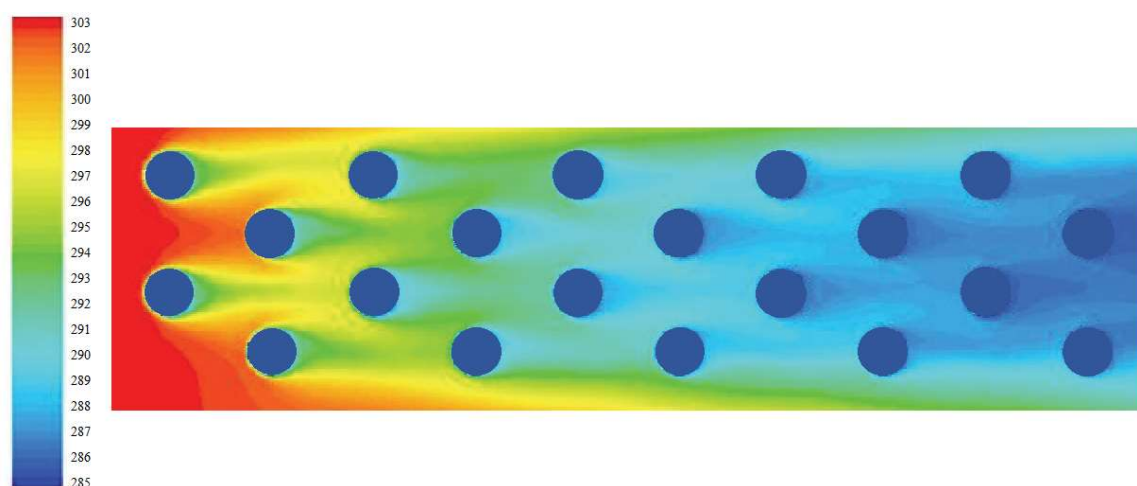


Рисунок 4.5 – Розподіл температур повітря в перерізі випарника (рух повітря з ліва на право)

При дослідженні розподілу швидкості повітря в перерізі теплообмінника виділяються наступні особливості:

- швидкість повітря за трубками суттєво менше, ніж між трубками, в даних зонах теплообмін між повітрям та стінками теплообмінника проходять при відносно невисоких значеннях коефіцієнта тепловіддачі;
- швидкість повітря, яке проходить між трубками, є дещо вищою, ніж за трубками, що спричиняє дещо вищий коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стінок теплообмінника;

На рисунку 4.5 зображений розподіл температур в перерізі теплообмінника, температура на вході задана 30°C , середня температура на виході з теплообмінника 17°C , тобто кінцевий температурний перепад між температурою повітря на виході з теплообмінника та температурою кипіння фреону складає 10°C .

Особливістю розподілу температур повітря, при проходженні через випарник є:

- зменшення температури повітря поступово знижується при проходженні через випарник, при цьому розподіл температур є не рівномірним;
- охолодження повітря ближче до центра випарника більше, ніж на периферії, це спричинено тим, що ближче до трубок теплообмінника проходить дещо швидше, ніж на певній відстані від них.

4.3 Висновки до розділу 4

За допомогою програмного забезпечення SolidWorks було проведене комп'ютерне моделювання роботи трубчато-пластинчатого теплообмінника. Вибір даного теплообмінника був спричинений тим фактом, що майже все сучасне кліматичне обладнання має у своєму складі даний теплообмінник, що спричиняє високу розповсюдженість даного типу теплообмінників.

Вище приведені дослідження представили моделювання самої конструкції повітря, моделювання потоку повітря в розрізі повітря та моделювання розподілу температури повітря при охолодженні у випарнику за рахунок використання прихованої теплоти випаровування фреону, який знаходиться всередині трубок.

5 РОЗРОБКА СТАРТАП-ПРОЕКТУ

5.1 Резюме проекту

Ідеєю проекту є створення виробництва систем консервування енергетичного обладнання та систем забезпечення осушення повітря із застосуванням адсорбційної техніки та теплових насосів типу «повітря-повітря» з метою утилізації теплоти відпрацьованого регенеративного повітря. Напрямок діяльності створюваного підприємства – виробництво комплексних систем осушення повітря.

Для реалізації проекту планується створення нового виробництва обладнання з тепловими насосами, для чого передбачається монтування лінії виробництва обладнання та створення системи збуту готової продукції.

Основними споживачами являються виробничі підприємства, підприємства зі складами та енергетичні підприємства. Планується в перший рік введення проекту в дію виробити 24 од продукції. Передбачувана частка ринку, зайнята продукцією даного проекту складає близько 15%.

Конкурентною перевагою є те, що в Україні відсутнє подібне, а тим паче підприємства, що вироблять енергоефективне обладнання з осушення повітря. Комплектуючі, зазвичай, купуються з-за кордону, та закладена при розрахунку даного проекту. Якість готового обладнання передбачається високою, через те що використовують комплектуючі європейського виробництва з відповідними сертифікатами якості ,що є загальновідомими у світі. Теплонасосні установки будуть складатися на виробництві з використанням компресорів Copland, Італійських або Турецьких теплообмінників, китайських комплектуючих та автоматики.

Для реалізації проекту необхідно інвестувати 7260 тис. грн. Період окупності інвестиційних відрахувань складає всього 1,57 років, індекс рентабельності інвестицій в проект за 5 років становить 3,52 одиниці, а рівень беззбитковості за проектом може бути досягнений у перший рік введення проекту в дію.

5.2 Канва моделі стартап-проекту

У табл. 5.1 зведені основні позиції, з яких формується модель даного стартап-проекту. Кожна позиція окремо розглядається у подальших пунктах даного розділу.

Таблиця 5.1 – Канва моделі стартап-проекту

КЛЮЧОВІ ПАРТНЕРИ Ключовими партнерами є підприємства для запуску проектів, конкуруючі та неконкуруючі підприємства, що залучені до паливно-енергетичного сектору, а також безпосередні споживачі. Підприємства повинні надавати кваліфіковані кадри для проведення досліджень.	КЛЮЧОВІ ВИДИ ДІЯЛЬНОСТІ Запровадження виробництва інноваційного обладнання осушення повітря; оновлення вітчизняної технологічної бази; впровадження теплових насосів у промисловий сектор нашої країни.	ЦІННІСНІ ПРОПОЗИЦІЇ Виробництво кліматичного обладнання, усунення необхідності імпорту обладнання з-за кордону. Надання можливості більш раціонального використання енергетичних ресурсів, покращення екологічної ситуації.	ВЗАЄМОВІДНОС ИНИ ЗІ СПОЖИВАЧАМ И Кожен споживчий сегмент очікує стабільності у постачанні продукції та її високої якості. Разом з цим споживачі розраховують на надійність, прибутковість та екологічність запропонованої технології.	СПОЖИВЧІ СЕГМЕНТИ Багатопрофільні виробничі підприємства, підприємства енергетичного сектору та підприємств які потребують обладнання для контролю вологості повітря.
	КЛЮЧОВІ РЕСУРСИ Близькість від основних транспортних вузлів та інженерних мереж, стабільність ціни на продукцію та комплектуючі.	Встановлення економічно виправданого підґрунтя для застосування теплових насосів підприємствами споживачами.	КАНАЛИ ЗБУТУ Канали збуту можуть бути нульового рівня та однорівневими. Передбачаються прямі канали реалізації устаткування.	
СТРУКТУРА ВИТРАТ Стартап-проект передбачає інвестиційні та виробничі витрати, з яких придбання устаткування є найбільш дорогим ключовим ресурсом. Найбільших затрат серед ключових видів діяльності вимагає організація діяльності та запуск проекту			ПОТОКИ НАДХОДЖЕННЯ ДОХОДІВ У проекті генеруються позитивні потоки доходів ($NPV = 25525 > 0$). Індекс рентабельності інвестицій в проект є привабливим і складає $ROI = 3,52 > 1$.	

5.3 Організація проекту

Ціль даного проекту лежить у створенні комплексу з виробництва осушуючого обладнання з використанням теплових насосів та адсорбційних роторів.

Напрямок діяльності створюваного підприємства – виробництво новітнього обладнання на базі теплових насосів та адсорбційних роторів.

Для реалізації проекту планується створення нового виробництва, для чого передбачається створення лінії з виробництва обладнання, організація системи доставки комплектуючих та готової продукції, створення системи збуту продукції.

Виробництво засновано на використанні інноваційних технологій, що дозволить виключити утворення відходів.

Проект буде являти собою завод приватної власності. За галузевою належністю проект можна віднести до легкої промисловості та паливно-енергетичного сектору. Інноваційним для нашої країни є виробництво обладнання з використанням теплових насосів, що є надзвичайно рідкісним для нашої країни.

5.4 Ключові види діяльності проекту

1 Вид проекту за характером інновації:

- запровадження нової технології – створення комплексу з виробництва обладнання на базі інноваційних технологій, який дозволить створювати високоенергетичне обладнання для осушення повітря для різноманітних потреб;
- організаційні інновації – організація високотехнологічного обладнання з високою доданою вартістю;
- інше – стартап-проект також направлений на вироблення економічного та екологічного обладнання.

2 Спрямованість проекту:

- випуск обладнання, конкурентоспроможного на вітчизняному ринку;
- оновлення вітчизняної виробничої бази;
- збільшення обсягів виробництва високотехнологічного обладнання;
- економія енергоресурсів високоефективним обладнанням, в порівнянні зі стандартним адсорбційним осушувачем;
- безвідходне виробництво.

- поліпшення стану навколишнього середовища (скорочення споживання електричної енергії виробленим обладнанням).

3 Висновок щодо науково-технічного рівня ідеї:

- на рівні кращих світових аналогів (використання теплових насосів);
- немає аналогів в Україні (наша країна в даному питанні залишається ще в минулому столітті. Якщо подібні аналоги десь і існують, то тільки на рівні бізнес-моделей, тобто без фізичного втілення в життя);
- перевищує існуючі в Україні аналогічні розробки за окремими показниками (у нашій країні використовуються стандартні адсорбційні осушувачі).

4 Основні процеси, що входять до стартап-проекту, наведено в табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Основні процеси стартап-проекту

Група процесів	Процес	Ступінь опрацювання процесу	
		<i>є реалізованим</i>	<i>буде реалізованим</i>
Розробка продукції	Розробка і конструювання продукції		+
	Розробка і конструювання процесу		+
	Технологічна підготовка виробництва		+
Вимоги споживачів	Дослідження розвитку ринку	+	
	Організація маркетингу і продажів		+
Виконання замовлень	Забезпечення і матеріально-технічний збут		+
	Планування і управління виробництвом		+
	Виробництво обладнання		+
Обслуговування споживача	Після продажне обслуговування		+
	Повернення продукції		+

5.5 Ціннісні пропозиції та споживачі

1 Зміст ідеї стартап-проекту подано у вигляді табл. 5.3.

Таблиця 5.3 – Зміст ідеї стартап-проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Сегменти споживачів	Цінність для споживачів
Створення комплексу з виробництва обладнання з використанням теплових	1. Виробництво обладнання для осушення повітря.	Виробничі підприємства та склади	Виробництво обладнання для підтримання рівня вологості повітря
	2. Впровадження новітніх установок для консервування обладнання	Енергетичні та виробничі підприємства	Покращення умов консервування обладнання
	3. Зменшення споживання електричної енергії	Всі споживачі	Раціональне використання енергетичних ресурсів

2 Характер формування споживчої цінності проекту:

- покращення задоволення існуючих потреб (необхідність споживачів у якісному обладнанні, яке призначене для осушення повітря);
- здешевлення задоволення існуючих потреб (покращення енергетичних характеристик обладнання);
- формування та задоволення нових потреб (одним із напрямів розвитку даного стартап-проекту є задоволення потреб у обладнанні, призначеному для консервування енергетичного обладнання).

3 Аналіз ідеї стартап-проекту наводиться в табл. 5.4.

Таблиця 5.4 – Аналіз ідеї стартап-проекту

Техніко-економічні характеристики ідеї	Продукція конкурентів			W (слабка сторона)	N (нейтральна сторона)	S (сильна сторона)
	<i>Мій проект</i>	<i>Конкурент (китайські виробники)</i>	<i>Аналог (ТОВ «ДТ груп»)</i>			
Розташування	Близьке	Віддалене	Близьке (відносно країни аналога)	-	-	Відсутність проблем з транспортуванням
Характер поставок	Оптові поставки, прямі договори	Оптові посередницькі поставки	Оптові поставки, прямі договори	-	-	Процес поставок не займає багато часу
Вид продукції	Готове обладнання	Готове обладнання	Готове обладнання	Невідоме обладнання	-	Високо-ефективне обладнання
Якість	Висока	Середня	Середня	-	-	Виходячи з попереднього аналізу
Ціна	250000 грн/од	200000 грн/од	250000 грн/од	-	Ціна знаходиться на рівні конкурента та аналога	-
Доля ринку	15% (визначено за попереднім аналізом)	30%	50%	На етапі становлення доля ринку буде низькою	-	-

4 Технологічний аудит ідеї стартап-проекту наведений в табл. 5.5.

Таблиця 5.5 – Технологічний аудит ідеї стартап-проекту

Ідея проекту	Технології її реалізації	Наявність технологій	Доступність технологій
Виробництво обладнання на базі адсорбційного осушувача та теплового насоса	Використання європейських комплектуючих як складових обладнання. Збір устаткування із комплектуючих в готове обладнання з використанням конструкторських креслень	Технологія є наявною та вже широко використовується як в Україні, так і за кордоном	Технологія являються широко використовуються та є доступними
Обрана технологія реалізації ідеї проекту: обладнання згідно з ідеєю проекту буде виготовлено за вже відомою технологією, що знайшла широкого розповсюдження у провідних країнах світу. Як наслідок, дану технологію розробляти не потрібно, проте існує вірогідність у її доопрацюванні та налаштуванні під українські реалії. Авторам проекту дана технологія може бути доступною за наявності належного фінансування.			

5 Аналіз сильних та слабких сторін, а також можливостей і загроз, стартап-проекту зведено в табл. 5.6.

Таблиця 5.6 – SWOT-аналіз стартап-проекту

Сильні сторони (S): <ul style="list-style-type: none"> – Відсутність проблем з транспортуванням комплектуючих та готового обладнання – Висока якість обладнання 	Слабкі сторони (W): <ul style="list-style-type: none"> – Небажання переходу покупців на новітнє обладнання – Ціна є на рівні з конкурентами – На етапі становлення доля ринку буде низькою
Можливості (O): <ul style="list-style-type: none"> – Виробництво конкурентоспроможної продукції – Розвиток технології виготовлення високотехнологічного обладнання з високою доданою вартістю – Створення інноваційних технологій у даній сфері, їх патентування 	Загрози (T): <ul style="list-style-type: none"> – Потенційні поломки обладнання – Новизна технології – збільшення затрат на освоєння – Високе конкурентне середовище

5.6 Взаємовідносини зі споживачами та канали збуту

Взаємовідносини зі споживачами та канали збуту даного стартап-проекту зведено в загальну табл. 5.7.

Таблиця 5.7 – Взаємовідносини зі споживачами та канали збуту

Сегмент споживачів	Особливості поведінки	Вимоги споживачів	Канали збуту	Інші аспекти взаємовідносин
Підприємства виробництва	Необхідність в осушенні повітря, яке приймає участь у виробничому процесі	- висока якість обладнання - стабільність ціни на продукцію	Напрямую замовнику та через дилерів	Небажання підприємств ускладнювати технологічний цикл
Склади та складські приміщення	Необхідність в осушенні повітря, яке приймає участь у виробничому процесі	- висока якість обладнання - стабільність ціни на продукцію	Напрямую замовнику та через дилерів	Небажання підприємств ускладнювати технологічний цикл
Енергетичні підприємства	Необхідність у консервуванні обладнання	- висока якість консервування обладнання	Напрямую замовнику	Не розповсюджена технологія

5.7 Обґрунтування ресурсів та витрат проекту

Обґрунтування ресурсів та витрат проекту наведено в таблицях 5.8 – 5.12.

Таблиця 5.8 – Визначення ціни

Рівень цін на товари-замінники	Рівень цін на товари-аналоги	Рівень доходів цільової групи споживачів	Верхня та нижня межі встановлення ціни на продукцію	Розрахунок ціни продукції
250000 грн/од	250000 грн/од	1200000 грн/міс	200000 – 250000 грн/од	250000 грн/од

Таблиця 5.9 – Визначення обсягу виробництва продукції

Показник	Значення по роках				
	2018	2019	2020	2021	2022
Загальна потреба в продукції	300 од/рік	350 од/рік	400 од/рік	450 од/рік	500 од/рік
Можливі річні обсяги випуску в натуральних показниках	45 од/рік	50 од/рік	60 од/рік	65 од/рік	70 од/рік
Ціна одиниці продукції (грн/од)	250000	250000	250000	250000	250000
Річні обсяги випуску в вартісних показниках (тис. грн.)	11250	12500	15000	16250	17500

Таблиця 5.10 – Розрахунок загальних початкових інвестиційних витрат

Назва етапу	Строки виконання	Обсяги фінансування, тис. грн.
Проведення досліджень	2 місяці	50
Придбання устаткування	3 місяці	200
Організація діяльності та запуск проекту	5 місяців	400
Витрати на управління	1 місяць	150
Початкові виробничі витрати	1 місяць	150
Інші витрати	-	150
Разом	12 місяців	1100

Таблиця 5.11 – Розрахунок виробничих витрат

Стаття витрат	Сукупні витрати за період, тис. грн.				
	2018	2019	2020	2021	2022
1 Загальногосподарські витрати	310	335	370	400	450
1.1 витрати на оренду та утримання приміщень, обладнання	200	215	240	260	300
1.2 комунальні витрати	60	65	70	75	80
1.3 витрати на збут, просування та рекламу	50	55	60	65	70
2 Витрати на матеріальні ресурси (комплектуючі, сировина)	4500	5000	6000	6500	7000
3 Витрати на оплату праці	1200	1300	1400	1500	1600
4 Інші витрати (якщо є)	150	150	150	150	150
Разом	6160	6785	7920	8550	9200

Таблиця 5.12 – Розрахунок загальних витрат на реалізацію стартап-проекту за роками

Показник	Значення по роках					Разом
	2018	2019	2020	2021	2022	
Інвестиційні витрати	1100	-	-	-	-	1100
Виробничі витрати	6160	6785	7920	8550	9200	38615
Обсяг загальних витрат, в тому числі за рахунок	7260	6785	7920	8550	9200	39715
– власних коштів	-	6785	7920	8550	9200	32455
– коштів інвестора	7260	-	-	-	-	7260

5.8 План робіт та партнери стартап-проекту

План поставлених робіт, а також партнери, що будуть залучені до стартап-проекту, наведено в табл. 5.13.

Таблиця 5.13 – План робіт та партнери стартап-проекту

Бізнес-процес проекту	Термін виконання	Виконавець, співвиконавці	Результат
1	2	3	4
Розробка та конструювання продукції	5 місяців	Спільні підприємства для запуску проектів	Розроблений вид продукції
Технологічна підготовка виробництва		Спільні підприємства для запуску проектів	Підготовлене виробництво
Дослідження розвитку ринку	2 місяці	Спільні підприємства для запуску проектів	Результати ринкових досліджень
Організація маркетингу і продажів	3 місяці	Співробітництво між неконкуруючі компаніями	Рекламна кампанія, угоди зі споживачами
Забезпечення і матеріально-технічний збут	1 місяць	Спроектване виробництво, партнерство між конкурентами	Угоди з постачальниками комплектуючих

Продовження таблиці 5.13

1	2	3	4
Планування і управління виробництвом	1 місяць	Спроектований комплекс виробництва	Налагодження виробництва обладнання
Виробництво продукції	1 місяць	Спроектований комплекс виробництва обладнання	Стабільність процесу виготовлення обладнання
Після продажне обслуговування	1 місяць	Відносини виробника зі споживачами	Узгодження умов обслуговування зі споживачами
Повернення продукції	1 місяць	Відносини виробника зі споживачами	Узгодження умов якості вторинної сировини

5.9 Грошовий потік та економічна оцінка стартап-проекту

1 Визначення крапки беззбитковості проекту

Крапка беззбитковості відображає обсяг виробництва інноваційної продукції, при досягненні якого виручка від реалізації покриває сумарні витрати на її виробництво. Розрахунок точки беззбитковості проводиться за формулою:

$$T = \frac{C}{P - V}, \quad (5.1)$$

де C – постійні витрати на весь обсяг продукції (ті, які не залежать від обсягу виробництва продукції – загальногосподарські витрати та витрати на оплату праці, визначені в табл. 5.11);

P – ціна одиниці продукції;

V – змінні витрати на одиницю продукції (ті, які пропорційно залежать від обсягу виробництва продукції – витрати на матеріальні ресурси, визначені в табл. 5.11).

Результати визначення крапки беззбитковості проекту зведено в табл. 5.14.

Таблиця 5.14 – Визначення крапки беззбитковості проекту

Стаття витрат	Сукупні витрати за період, тис. грн.				
	2018	2019	2020	2021	2022
Загальногосподарські витрати	310	335	370	400	450
Витрати на оплату праці	1200	1300	1400	1500	1600
Постійні витрати на весь обсяг продукції (C)	1510	1635	1770	1900	2050
Ціна одиниці продукції (P), тис грн/пот	250	250	250	250	250
Витрати на матеріальні ресурси (комплектуючі, сировина)	4500	5000	6000	6500	7000
Можливі річні обсяги випуску в натуральних показниках, пот/рік	45	50	60	65	70
Змінні витрати на одиницю продукції (V), тис грн/пот	100	100	100	100	100
Крапка беззбитковості, пот	11	11	12	13	14

Як можна побачити, рівень беззбитковості за стартап-проектом може бути досягнений у перший же рік введення проекту в дію.

2 Формування грошового потоку від реалізації проекту

Чистий дисконтований дохід (NPV, Net Present Value) – це різниця між надходженнями за весь період інноваційного проекту та інвестиціями в проект. Результати розрахунку акумульованого грошового потоку наведено в табл. 5.15.

Таблиця 5.15 – Формування грошового потоку від реалізації проекту

Показник	Значення по роках					Разом
	2018	2019	2020	2021	2022	
Надходження від проекту (виручка від реалізації продукції, послуг – див. 2 п. 5.7) (D)	11250	12500	15000	16250	17500	72500
Загальні витрати (див. 5 п. 5.7) (I)	7260	6785	7920	8550	9200	39715
Грошовий потік ($3 = 1 - 2$) (CF)	3990	5715	7080	7700	8300	32785
Акумульований грошовий потік (ACF)	-3270	2445	9525	17225	25525	-

$NPV = 25525 > 0$ протягом розрахункового періоду – це означає, що інноваційний стартап-проект доцільно прийняти.

3 Розрахунок індексу рентабельності інвестицій в стартап-проект (ROI)

ROI (Return On Investment) характеризує рівень грошового потоку, що припадає на одиницю інноваційних витрат і обчислюється за формулою (інвестиція здійснюється одноразово):

$$ROI = \sum_T D_t / I, \quad (5.2)$$

де D_t – надходження у відповідному періоді;

I – разова інвестиція.

Таким чином, індекс рентабельності інвестицій в стартап-проект становить

$$ROI = \frac{25525}{7260} = 3,52.$$

$ROI = 3,52 > 1$ – це означає, що інноваційний проект доцільно прийняти. Чим більшим є значення цього показника, тим вищою є віддача кожної грошової одиниці, інвестованої в інноваційний проект. Критерій ROI використовують при виборі певного проекту із декількох альтернативних, у яких NPV приблизно однакові.

4 Період окупності інвестицій ($T_{ок}$)

Це розрахунковий термін від початку реалізації проекту, починаючи з якої акумульований грошовий потік (ACF) приймає стійке позитивне значення. Іншими словами, це період, починаючи з якого первинні вкладення та інші витрати, пов'язані з інвестиційним проектом, покриваються сумарними результатами його здійснення.

Термін окупності розраховується за формулою:

$$T_{ок} = t + \frac{|ACF_{t-}|}{|ACF_{t-}| + |ACF_{t+}|}, \quad (5.3)$$

де t – останній період реалізації проекту, за якого акумульований грошовий потік (різниця накопиченого доходу і витрат) приймає від'ємне значення (ACF – див. рядок 4 в табл. 5.15) – у формулі зазначається порядковий номер періоду від початку фінансування); ACF_{t-} – це остання від'ємна різниця накопиченого доходу та витрат (грн.); ACF_{t+} – це перша позитивна різниця накопиченого доходу та витрат (грн.).

$$T_{\text{ок}} = 1 + \frac{3270}{3270 + 2445} = 1,57.$$

Отже, визначено, що період окупності інвестицій складає 1,57 років.

5.10 Висновки до розділу 5

За розглянутими пунктами можна побачити, що даний стартап-проект є прибутковим, а найголовніше, – ефективним виробництвом обладнання в Україні. Крім цього реалізація даного проекту може покласти початок масовості використання теплових насосів у промисловості України. Для реалізації проекту необхідно інвестувати 7260 тис. грн. Період окупності інвестиційних відрахувань складає всього 1,57 років, індекс рентабельності інвестицій в проект за 5 років становить 3,52 одиниці, а рівень беззбитковості за проектом може бути досягнений у перший же рік введення проекту в дію. Дана технологія є інноваційною для нашої країни, і її впровадження дозволить поширити використання теплових та новітніх систем осушення повітря. Розвиток даного проекту дозволить в подальшому знизити витрати палива на традиційні установки осушення повітря.

ВИСНОВКИ

В даній магістерській дисертації проведені розрахунки осушення котлового агрегату ТПП-210А, підібране та спроектоване обладнання для реалізації даної системи на одному з блоків, потужністю 300 МВт, Зміївської теплової електростанції. В основі даної системи знаходиться адсорбційний роторний осушувач повітря MDC 4000 Customized виробництва Desiccant Technologies Group.

Необхідність подавання осушеного повітря в котел викликана наявністю залишкової вологи в теплообмінних трубках. Ця волога, а також вологе повітря, що знаходиться в трубках є джерелом корозії внутрішньої поверхні труб. Корозія енергетичного обладнання дуже небезпечна, бо обладнання працює у дуже важких умовах, за високих тисків і надзвичайно високих температур, тому даному обладнанню необхідне якісне зберігання.

Представлений розрахунок кількості наявної в котлі вологи, час сушіння котла, а також визначена необхідна подача сухого повітря по трубній мережі котла для забезпечення якісної консервації теплообмінної поверхні котельного агрегату.

При забезпеченні знаходження обладнання атмосфері сухого повітря, воно перестає кородувати, при цьому витрати на ремонт, амортизацію та заміну частин обладнання суттєво знижуються. Цей факт є надзвичайно позитивним як з боку збереження обладнання, так і з боку забезпечення конкурентоспроможності українських енергогенеруючих підприємств.

Представлена розробка теплонасосно-адсорбційної системи консервування енергетичного обладнання. Дана система представляє з себе комплекс з адсорбційного ротора, камери змішування та теплонасосної установки. Створена система є надзвичайно ефективною та має більше ніж в двічі вищу енергетичну ефективність в порівнянні зі стандартною адсорбційною системою на базі звичайного адсорбційного осушувача. Особливістю роботи даної системи є той факт, що ефективність роботи системи, на відміну від стандартної адсорбційної системи, зростає при зменшенні температури свіжого повітря, що надходить в систему. Дана особливість якісно відрізняє теплонасосно-адсорбційну систему від стандартної адсорбційної системи та позитивно впливає на використання системи в помірному та прохолодному кліматі, надзвичайно позитивний факт для використання в Україні.

Створені математичні залежності та системи для розрахунку роботи систем, приведені залежності параметрів повітря у всіх вузлових точках системи та залежності ефективності роботи системи. Приведені розрахунки ефективності роботи стандартної та теплонасосно-адсорбційної систем при різних параметрах роботи, проведені порівняння роботи систем за заданих параметрів роботи та підібрано комплектуючі теплонасосної установки. Побудовані та представлені графіки ефективності роботи систем за широкого набору параметрів як свіжого повітря, так і регенераційного повітря перед подачею в адсорбційний ротор.

Виявлені особливості роботи адсорбційного ротора, та проаналізовано їхній вплив на загальну енергетичну ефективність роботи систем та вплив на ефективність осушення робочого повітря. Виявлені закономірності роботи теплонасосної установки, та виявлені фактори, які мають негативний вплив на роботу теплонасосно-адсорбційної системи.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Гапонич Л.С. Коротка характеристика сучасного стану роботи ТЕС України / Л.С. Гапонич, Л.С. Дунаєвська, С.В. Яцкевич // Зб. тез доповідей «Вугільна теплоенергетика: проблеми реабілітації та розвитку». – 2014. – С. 79–82.
- 2 Мелехов Р. К. Конструкційні матеріали енергетичного обладнання. Властивості, деградація / Р. К. Мелехов, В. І. Похмурський. – К. : Наукова думка, 2003. – 382 с.
- 3 Збірник наукових праць Українського інституту сталевих конструкцій імені В.М. Шимановського. – Випуск 7, 2011 р.- 164 с.
- 4 Майстренко О. О. Консервування енергетичного обладнання методом продувки сухим повітрям / О.О.Майстренко О. О., Безродний М. К., Шаповал Б. А. // *Енергетика та електрифікація*-2018.- №4 -С. 3–5.
- 5 Аскользин П. А. Коррозия и защита металла теплоэнергетического оборудования / П. А. Аскользин. – Москва: Энергоиздат, 1982. – 304 с.
- 6 Вишневский Е. П. Вентиляция мостов осушенным воздухом — эффективный метод борьбы с коррозией / Е. П. Вишневский, Г. В. Малков. // Журнал «С.О.К.». – 2006. – №3. – С. 110–122.
- 7 Вишневский Е. П. Осушение воздуха как метод защиты зданий от разрушения / Е. П. Вишневский, Ю. М. Салин. // Журнал «С.О.К.». – 2008. – №9. – С. 86–93.
- 8 Хмельнюк М. Г. Современные технологии осушения воздуха / Хмельнюк М. Г., Ваджинский Д. И., Жихарева Н. В. // *Холодильна техніка та технологія*-2014. - №3-С.15-21.
- 9 <http://www.destech.com.ua>
- 10 Майстренко О. О. Ефективність теплонасосно-адсорбційної системи консервування енергетичного обладнання/ Майстренко О. О., Безродний М. К.// *Енергетика: економіка, технології, екологія*-2019.- №2 -С. 49–58.
- 11 Морозюк, Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / Т. В. Морозюк. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
- 12 Steward, F. R. Optimum arrangement and use of heat pumps in recovery waste heat / F. R. Steward // *Energy Conversion Mgmt.* – 1984. Vol. 24 – № 2. – С. 123–129.
- 13 Шубин, Е. П. Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов [Текст] / Е.П. Шубин. – М: Энергия, 1979. – 359 с.

- 14 Безродный М.К. Эффективность применения тепловых насосов в установках сушки древесины./ Безродный М.К., Кутра Д.С. // Киев: «Політехніка»- 2011. – 240 с.
- 15 <https://cotes.com/room-calculator/>
- 16 Мейкляр М. В. Современные котельные агрегаты ТКЗ, 3 изд., перераб. и доп / М. В. Мейкляр. – Москва: Энергия, 1978. – 223 с
- 17 Чинні галузеві нормативні документи з експлуатації та ремонту Електростанцій та мереж [Електронний ресурс].– Режим доступу до ресурсу: https://ua.energy/wp-content/uploads/2018/01/GID-34.01.101-2009_2018_01_01_web.pdf.
- 18 Старцев В. И. *МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО КОНСЕРВАЦИИ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ* / Старцев В. И., Кострыкина Е. Ю., Модестова Т. Д. - Ма: СПО ОРГРЭС-1997.-49 с.
- 19 <https://climate.emerson.com/ru-ru/tools-resources/copeland-select-software>
- 20 <http://www.dbmcoils.com/>

ДОДАТОК А



THE MOST ADVANCED DESICCANT TECHNOLOGIES
FOR PRECISE MICROCLIMATE CONTROL

**EU STANDARDS**

The equipment comply
to all of the applicable
EU directives and
regulations.

**MADE IN EUROPE**

All components
made exclusively
by European
manufacturers.

**VAST EXPERIENCE**

Practical experience
in the desiccant
dehumidification more
than 15 years.



TECHNICAL DATASHEET

Desiccant dehumidifier

MDC 4000

GENERAL INFORMATION

Desiccant dehumidifier MDC 4000 designed for general purposes – room air dehumidification and process drying. The compact construction allows extended periods of operation with a minimum of maintenance. Especially suitable for low temperature

and low humidity operation. Unit includes desiccant rotor, ECfans, reactivation heater, pocket filters and controls. Panels insulated with 20 mm rock wool insulation.

In addition to above mentioned application, desiccant dehumidifiers are irreplaceable in:



Protecting against window condensation and glass ceiling in the administrative as well as residential buildings.



Improving the quality of the finishing works during apartment repairs due to drying without thermal movements in the covering products used for walls, floor and ceiling.



Elimination of the effects of the floods, drying new buildings.



Increasing the shelf life of hygroscopic materials: medicines, detergents, building materials and other bulk materials.



Maintaining a low level of humidity during the production of food items as well as products made of wood, rubber and plastic, during the manufacture of furs.



Maintaining the marketable condition of clothing and packaging items.

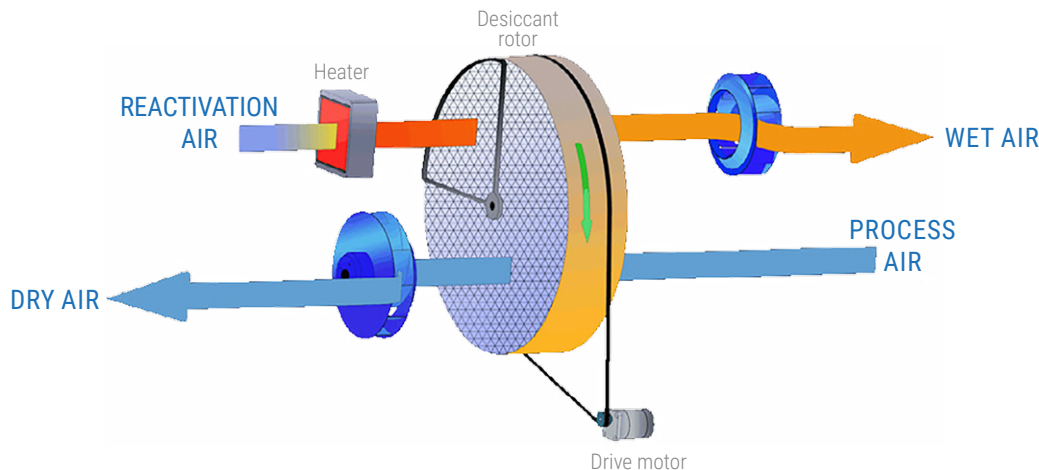


Reducing the growth of bacteria, etc.

METHOD OF OPERATION

A desiccant dehumidifier removes water from a flow of the air that passes through it. The heart of this process is an adsorption rotor coated with a special substance that absorbs the water molecules that make up the moisture in the passing air (Process air). When saturated, the rotor is rotated over to a

regeneration zone, where it is dried with heated air (Reactivation air). The warm, humid regeneration air is led away out of the unit (Wet air) and the rotor is once again ready to absorb water molecules.



CONSTRUCTIONAL FEATURES

- The casing is completely hermetic and panels are made of 1,0mm AluZinc sheet metal with isolation of 20mm (rock wool); it has high resistance to atmospheric corrosion. Powder painted panels (outside only); rigid frame made of 1,5mm AluZinc sheet metal (powder painted completely) to achieve rigidity;
- Compact design and low weight of the unit;
- High performance at low temperatures and low relative humidity in a room;
- Optional humidistat is available as an accessory;
- Microprocessor based control (optional);
- Tubular electric heating elements for regeneration (standard unit) as well as on request with water, steam or gas heating coil (customized unit);
- Easy access to the internal components of the dehumidifier for the maintenance;
- EC-fans;
- Pocket filters G4 to F9 on request;
- High efficiency of the washable silica gel rotor;
- All components made exclusively by European manufacturers.

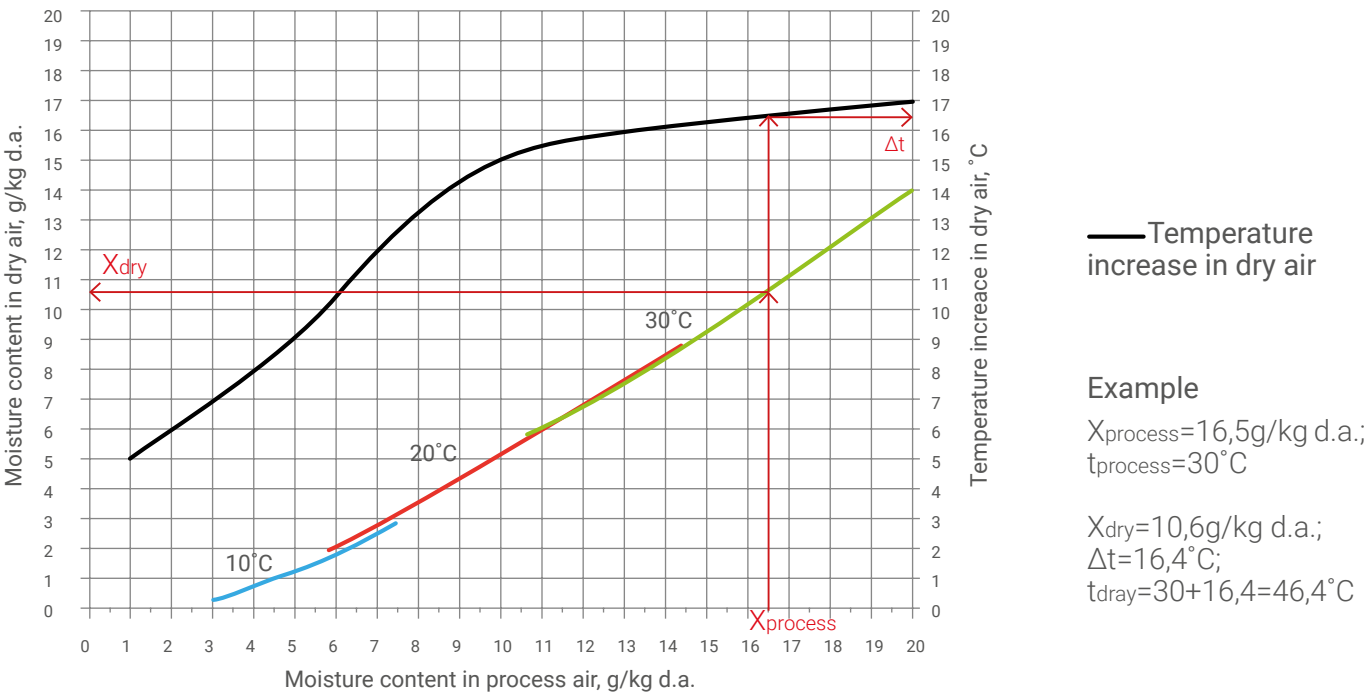
TECHNICAL DATA

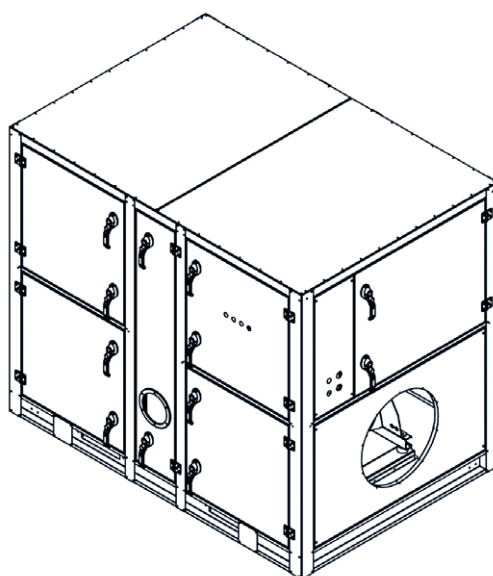
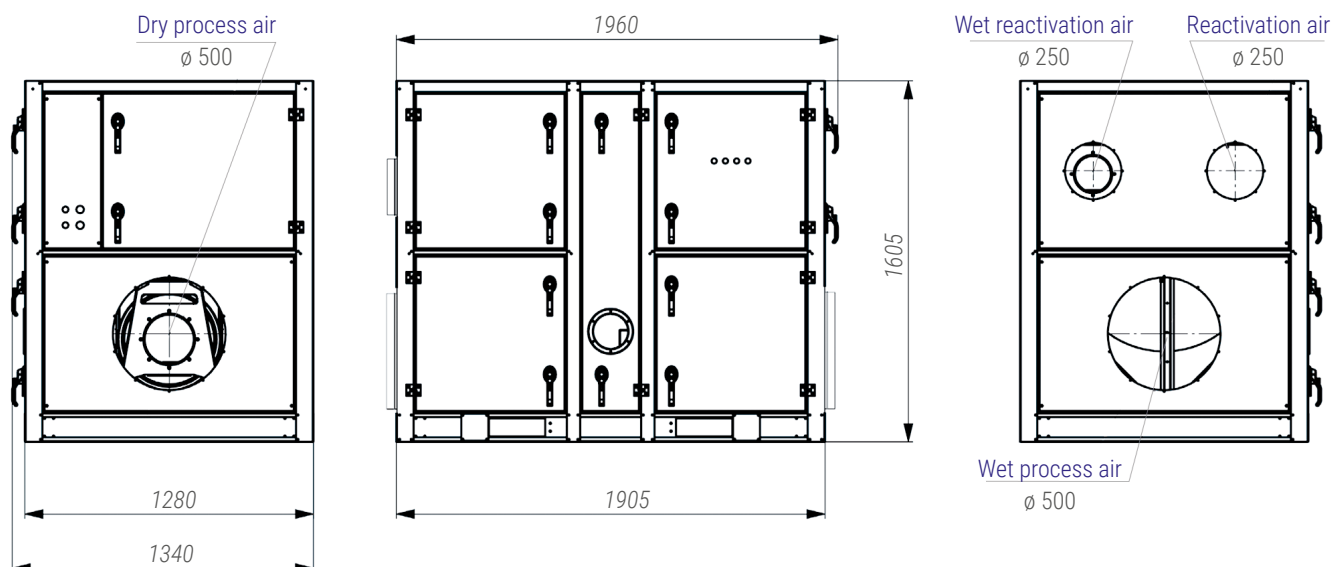
Process air		Miscellaneous data	
Rated airflow	4000 m³/h	Dehumidification capacity (at 20 °C, 60%RH)	22 kg/h
Available static pressure	260 Pa	Weight	740 kg
Reactivation air		Operating temperature	-30/+40°C
Rated airflow	1000 m³/h	Max noise level without ductworks	70 dBA
Available static pressure	280 Pa	Air filter	EU4÷EU9
Power supply (electric reactivation)		IEC protective class	IP55
(3x400V, 50 Hz)	35 kW	Insulation	20 mm
Current	50 A		
Power supply (steam/water/gas reactivation)			
(3x400V, 50 Hz)	5 kW		
Current	7,2 A		

DEHUMIDIFICATION CAPACITY

	50%	60%	70%	80%	90%
5°C	11,0	13,0	15,0	16,0	18,0
10°C	15,0	16,9	18,9	20,0	21,0
20°C	21,0	22,0	24,0	25,1	26,0
30°C	26,5	28,0	28,5	29,1	30,0

Approximate capacity in kg/h at different inlet process air relative humidity (%) and temperature (°C)





Changes are possible without notice.



UAB DESICCANT TECHNOLOGIES GROUP

E-mail: destech@destech.eu Ph.: +370 610 65665 www.destech.eu

ДОДАТОК В**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Генеральний директор

ТОВ «Венталл»

Предаченко О.М.

«10» травня 2020

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Результатів магістерської дисертації студента другого (магістерського)
рівня вищої освіти ТЕФ, НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського»

Майстренка Олександра Олександровича

Результати магістерської дисертації студента НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського» Майстренка О.О. за темою: **«Ефективність теплонасосно-адсорбційної схеми консервування енергетичного обладнання»** повністю відповідають Технічному завданню та використані для розробки, підготовки необхідної документації та техніко-економічних розрахунків системи консервування котлового агрегату з використанням адсорбційного осушувача та теплонасосної установки з метою проведення заходів енергоефективного консервування обладнання.

Головний спеціаліст центру

«10» травня 2020

ДОДАТОК В

ЗАТВЕРДЖУЮ

Декан теплоенергетичного
факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського

_____ Є. М. Письменний
(ініціали, прізвище)

«_____» _____ 20__ р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

_____ Директор ТОВ «Венталл»
(керівник підприємства, організації)

_____ О. М. Предаченко
(ініціали, прізвище)

«_____» _____ 20__ р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на науково-дослідну роботу

«Теплонасосно-адсорбційна система осушення робочого тракту енергетичного котла»

1. *Термін виконання роботи*

Початок – 01.09. 2019 р.

Закінчення – 15.05. 2020 р.

2. *Обґрунтування для виконання роботи*

Аналіз термодинамічної ефективності комбінованої теплонасосно-адсорбційної системи консервування енергетичного обладнання з використанням теплоти відпрацьованого регенераційного повітря ; знаходження оптимальних умов та режимів роботи установок та їх порівняння

3. *Мета роботи*

Проаналізувати сучасний стан систем консервування енергетичного обладнання на базі адсорбційних осушувачів та виявлення шляхів підвищення їх енергоефективності; оцінити ефективність комбінованої теплонасосно-адсорбційної системи, дослідити роботу системи на певному об'єкті консервування.

4. *Зміст основних етапів виконання роботи*

Отримання завдання. Літературний огляд. Розробка та оцінка термодинамічної ефективності теплонасосно-адсорбційної системи консервування. Порівняння базової схеми з удосконаленою теплонасосною схемою. Дослідження осушення об'єкта консервування комбінованою та базовою схемами. Оформлення та подання дисертації.

5. *Матеріали, що подаються після закінчення роботи*

5.1. Магістерська дисертація.

5.2. Презентація.

5.3. Довідка про впровадження результатів.

6. *Порядок розгляду і приймання роботи*

Результати роботи розглядаються на засіданні ЕК із захисту атестаційних робіт освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 144 «Теплоенергетика», спеціалізацією «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження».

Керівник роботи

проф., д.т.н., М.К. Безродний

(підпис)

(посада, ініціали, прізвище)

« _____ » 20__ p.

Виконавець

Студент гр. ТП-81мн,

ТЕФ, КПІ ім. Ігоря Сікорського

О.О. Майстренко

(підпис)

(ініціали, прізвище)

« _____ » 20 ____ p.

ДОДАТОК Г

Ф.№3.3

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ Майстренка Олександра Олександровича

№ п/п	Найменування праць	Руко- писні або друко- вані	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер диплома на винахід	Кіль- кість друко- ваних аркушів або сторінок разом	Прізвища співавторів праць
1	2	3	4	5	6
1	Перспективи використання склопакетів, як елемента енергоощадних та енергозберігаючих технологій	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XV Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 25-28 квітня 2017 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. – Т. 1. – С. 166	1 стор.	Гавриш А.С.
2	Продукти піролізу полімерних відходів, як можлива альтернатива вичерпаного палива	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XV Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 25-28 квітня 2017 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. – Т. 1. – С. 167	1 стор.	Гавриш А.С. Гончарук П.М.
3	Перспективи використання склопакетів, як елемента енергоощадних та енергозберігаючих технологій	На правах рукопису	Робота на XVI Всеукраїнський конкурс «Молодь – енергетиці України – 2016: відкритий конкурс молодих вчених та енергетиків», III місце	14 стор	-

1	2	3	4	5	6
4	Безвитратна система утримування основного обладнання теплової електростанції в резерві методом продувки сухим повітрям	Друк	Енергетика та електрифікація №4 (414) Квітень 2018.- с. 2-4	3 стор.	Безродний М.К. Шаповал Б.А.
5	Порівняння конденсаційного та адсорбційного методів зниження вологості у повітрі промислових об'єктів, а також робочого повітря технологічних процесів, зокрема на об'єктах енергетики	Друк	Енергетика та електрифікація №6 (416) Червень 2018.- с.7-10	4 стор.	-
6	Термодинамічний аналіз теплонасосної схеми консервування енергетичного обладнання	Електронне видання	Міжнародна науково-технічна конференція «Інноваційні технології в будівництві-2018»: 14-15 листопада 2018 р., м. Вінниця - Режим доступу: https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/itb/itb2018/paper/viewFile/5963/5029 .	3 стор.	Безродний М.К.
7	Консервування енергетичного обладнання методом продувки сухим повітрям	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 24–27 квітня 2018 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – Т. 1. – 212 С.	1 стор.	Безродний М.К.
8	Термодинамічний аналіз теплонасосної схеми консервування енергетичного обладнання	Електронне видання	Міжнародна науково-технічна конференція «Енергоефективність в галузях економіки України-2019»: 12-14 листопада 2019 р., м. Вінниця - Режим доступу: https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/egeu/egeu2019/paper/view/8250/7082 .	4 стор.	Безродний М.К.

1	2	3	4	5	6
9	Система консервування котлового агрегату методом продувки сухим повітрям	На правах рукопису	Робота на Всеукраїнський конкурс «Молодь – енергетиці України – 2018: відкритий конкурс молодих вчених та енергетиків», I місце	24 стор.	-
10	Термодинамічний аналіз теплонасосно-адсорбційної схеми консервування енергетичного обладнання	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVII Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 2019 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – Т. 1. 252С.	1 стор.	Безродний М.К.
11	Термодинамічний аналіз теплонасосно-адсорбційної схеми консервування енергетичного обладнання	Друк	Міжнародна науково-технічна конференція «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці»: 26-28 вересня 2019 р., м. Миколаїв	2 стор.	Безродний М.К.
12	Термодинамічний аналіз теплонасосно-адсорбційної схеми консервування енергетичного обладнання	Друк	Міжнародна науково-технічна конференція «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование»: 2019 р., м. Харків	2 стор.	Безродний М.К.
13	Аналіз теплонасосно-адсорбційної системи консервування енергетичного обладнання	Друк	Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» Енергетика <i>економіка, технології, екологія</i> науковий журнал № 4 (58) – 2019.-С.49-58	10 стор.	Безродний М.К.
14	Аналіз реальної ефективності теплонаосно-адсорбційної схеми консервування енергетичного обладнання	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVIII Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 2020 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – Т. 1. –С.	1 стор.	Безродний М.К.

Автор

Олександр МАЙСТРЕНКО
(ініціали, прізвище)



Власник документу:
Гавриш Андрій Сергійович

ID перевірки:
1003029689

Дата перевірки:
12.05.2020 13:28:23 EEST

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
12.05.2020 13:33:42 EEST

ID користувача:
77138

Назва документу: Maystrenko_magistr

ID файлу: 1003045480 Кількість сторінок: 54 Кількість слів: 9562 Кількість символів: 69616 Розмір файлу: 4.35 MB

10.2% Схожість

Найбільша схожість: 5.97% з джерело <http://energy.kpi.ua/article/download/190012/189823>

6.68% Схожість з Інтернет джерелами

12

Page 56

4.82% Текстові збіги по Бібліотеці акаунту

18

Page 56

0% Цитат

Не знайдено жодних цитат

0% Вилучень

Вилучений текст відсутній

Підміна символів

Заміна символів

135